

## ⑪ 公開特許公報 (A)

昭63-147931

⑤Int.Cl.  
F 02 C 7/18識別記号  
Z-7910-3G

⑥公開 昭和63年(1988)6月20日

審査請求 有 発明の数 4 (全32頁)

④発明の名称 タービンブレードとその冷却法および前記タービンブレードを使用したガスタービン装置

②特 願 昭62-192750  
②出 願 昭54(1979)10月18日  
③特 願 昭54-501974の分割

優先権主張 ②1978年10月26日③米国(US)④954838  
②1979年6月11日③米国(US)④047571

⑦発明者 ライス、アイヴァン・ジー アメリカ合衆国、テキサス77373、ピー・オー・ポツクス  
233、スプリング、ラインウッド 1007  
⑧出願人 ライス、アイヴァン・ジー アメリカ合衆国、テキサス77373、ピー・オー・ポツクス  
233、スプリング、ラインウッド 1007  
⑨代理人 弁理士 佐藤 正年

## 明細書

## 1. 発明の名称

タービンブレードとその冷却法および前記タービンブレードを使用したガスタービン装置

## 2. 特許請求の範囲

(1) ガス流中に配置され、タービンシャフトを回転させるためのタービンブレードにおいて、蒸気を前記ブレード内部に導入する第1の方向付け手段と、蒸気を前記ブレードの内部からその外部へ向かわせてこの蒸気を前記タービンブレードを過ぎたガス流中へ放出する第2の方向付け手段とを備えたことを特徴とするタービンブレード。

(2) 前記第2の方向付け手段が、前記ブレードの後方端またはその近傍で蒸気を前記ブレードの内部からその外部へ向かわせるものであることを特徴とする特許請求の範囲第1項に記載のタービンブレード。

(3) ガスタービンのブレードを冷却するに際し、蒸気供給源から前記ブレード内部に蒸気を導入し、この蒸気を前記ブレード内部から前記ブレ

ードの少なくとも一つの外表面に向かわせて、ブレードの前記外表面の少なくとも一部を蒸気の熱障壁で被覆し、ブレードを加熱に対して隔離することを特徴とするタービンブレードの冷却法。

(4) 前記蒸気が蒸気タービンからの排気によって与えられることを特徴とする特許請求の範囲第3項に記載のタービンブレードの冷却法。

(5) 前記ブレードの内部を前記蒸気で対流冷卻し、前記ブレードの外表面の少なくとも一部をふく射加熱および対流加熱に対して前記蒸気によって遮蔽することで前記ブレードへの熱の流れを減少させることを特徴とする特許請求の範囲第3項に記載のタービンブレードの冷却法。

(6) 前記ブレードが静止ペーンと回転ブレードとを備え、蒸気を蒸気供給源から前記静止ペーンまたは前記回転ブレードまたはその両者に導入することを特徴とする特許請求の範囲第3項に記載のタービンブレードの冷却法。

(7) 前記蒸気が前記ブレードを通過する際に蒸気から前記シャフトの仕事を取出すことを特徴と

する特許請求の範囲第6項に記載のタービンブレードの冷却法。

(8) 通過ガスの膨張の間にタービンシャフトを回転させるタービンブレードと、蒸気の供給源と、蒸気を前記ブレード内部に導入する第1の方向付け手段と、蒸気を前記ブレードの内部から前記ブレードの少なくとも一つの外表面に向かわせてブレードの前記外表面の少なくとも一部を蒸気の熱障壁で部分的に被覆してブレードを加熱に対して隔離する第2の方向付け手段とを備え、前記ブレードが前記供給源から導入された前記蒸気を受けるための内部蒸気配ブレナムを含み、前記第2の方向付け手段が前記ブレナムと連絡し且つ前記ブレードの外表面に開口した少なくとも一つの蒸気ノズルを備えていることを特徴とするガスタービン装置。

(9) 通過ガスの膨張の間にタービンシャフトを回転させるタービンブレードと、蒸気の供給源と、蒸気を前記ブレード内部に導入する第1の方向付け手段と、蒸気を前記ブレードの内部から前

記ブレードの前方縁表面に向かわせて前記表面の少なくとも一部を蒸気の熱障壁で部分的に被覆してブレードを加熱に対して隔離する第2の方向付け手段とを備え、前記ブレードが前記供給源から導入された前記蒸気を受けるための内部蒸気分配ブレナムを含み、前記第2の方向付け手段が前記内部蒸気ブレナムからの蒸気の逸出を許容する一列の前方縁逸出穴を備え、それにより前記前方縁部分での熱の到來を実質的に減少させたことを特徴とするガスタービン装置。

### 3. 発明の詳細な説明

#### 【技術分野】

本発明は、実用的な動力を発生させることに関する。さらに詳細には、ガスタービンの第1段中に形成された排気ガスの再加熱を含むガスタービン装置とその組合せサイクルにより改善された動力発生に関するものであり、高温部品の蒸気による冷却によって高温運転を可能とし、再熱サイクル中の高い総合運転効率を有する特別の装置と方法を提供する。

#### 【発明の背景】

差し迫る世界的なエネルギー不足に対する恐れが増大するにつれ、研究開発がガスタービンを含む動力システムの幾多の構成に向って不断になされつつある。

再熱ガスタービンサイクル自身は周知であり、数年来特にヨーロッパにおいて相当な注目を受けている。蓄熱室はサイクル効率改善のためコンプレッサーの排気を加熱するのに使用され、中間冷却が同じ目的のために提案されている。再熱は出力を35ないし40%増加させることができて、蓄熱を利用しないと総合サイクル効率は低下する。

現在採用されている再熱ガスタービンサイクルの他の例としては、例えば軍用航空機およびある種の商用超音速飛行機の様な航空機のジェットエンジンに採用されているアフターバーナーがある。ジェット再熱サイクルは、短時間または限定された時間内に必要とされる出力増加を果たす応用例として、信頼性のある運航サービスを与えるため

に開発されてきた。非常に大きくなった出力は、然しながら燃料消費の相当な増加という経費高をもたらし、そのため、商業的応用は亜音速航空に対する効率的な高バイパス比ファンジェットにおいて行われている。それから開発された技術は工業的応用に対して第2世代高比率高燃焼温度ガス発生機の入手を可能ならしめている。

今迄の如く、公知技術の存在にもかかわらず、本発明の工程および装置を使用している様な組合せサイクル発電所は開発されていない。再熱ガスタービン組合せサイクル発電所は注目されていないが、これは再熱サイクルの低下と効率が利益を保証しないためと、燃料消費の増加が見込まれるためである。然しながら、排気中に得られる高レベルの熱と総合エントロピー変化並びに高動作液体温度レベルにおいて最大限の仕事を引出すという考え方は本発明によって高効率を得ることを可能とする。再熱サイクルプロセスが使用されないその他の理由は、大きな複雑性および制御コスト、付加バーナー、ノズル領域の適合性、起動工

程、等が特に高燃料消費において特定の出力における長所を無にしてしまうであろう、と云う懼れである。

更に別の理由は本発明の方向を指摘するための他の失敗として引用される。航空機が派生せしめたガスタービンは、再熱サイクルにおいて、ガス発生機と動力タービンの間に再熱燃焼機を容易に付加し得るという潜在的な物理的配列による利点を有するが、一方従来の工業用即ち高出力ガスタービンは通常動力発生用に唯一一本のシャフトしかなく、この種の従来のユニットはそれ自体に再熱バーナを付加することが容易ではない。本発明は高出力応用用の再熱バーナを使用する構造を開示するものである。更に、第2世代航空機用ガスタービンは高温で点火され再熱サイクルに適した高圧縮比を利用していいるが、一方工業用ユニットにおいては単一シャフト構造のため、低圧縮比に限定される。

再熱サイクルに適する高温かつ高圧力比のガスタービンの多数の出現によって本発明の方法およ

びブレードの間の領域で使用するために利用できる。

現在研究、調査、開発中のガスタービン部品の冷却に関する別の取組み方には、漏洩空気冷却、水冷却および遭遇する状態に耐え得る代替構成材料が含まれる。

部品冷却への従来の取組に付随する多数の付加問題は、高温における金属面の腐食、低サイクル金属疲労、輻射熱吸収および始動および動作時の第1段ノズル及びブレード表面のファウリングである。

#### [本発明の概要]

本発明は圧縮高温ガスをガス発生機構体中で発生し、次いで第2タービン中で動力を発生するために排気ガスを再熱し、次いで第2タービンからの排ガス中の有効エネルギーの熱交換による抽出を行って、蒸気の発生により蒸気タービンを間接に付勢する方法および装置に関連する。

燃焼機は通常のガス発生機によって作られた高温高圧ガスを受取り、燃料を添加して再熱ガスを

び教示によるこの種の設備の使用が技術的に実行可能となり、本発明の装置および方法に対する实用性を付与している。

再熱および水蒸気過熱組合せに対して、更に行う過熱水蒸気の再熱の有無にかかわらず、ガスタービン排気ガスを再熱して有効動力を発生する装置において、比較的高サイクル効率を有する温度および圧力は、ガスタービン部品の特別な冷却を必要とする程の高温および高圧を通常有する。従来、ブレードの冷却はブレード表面からの熱の除去のために空気によってなされている。

空気の物理的性質は冷媒としての有効性に限度を与える、ガスタービンにおいて到達し得る温度に上限を与えている。更に、空気はその高価なことと出力および効率の両者に対するサイクル低下作用のため、ごく控え目に注意しながら使用しなければならない。すべてのサイクル圧力比において、特にガスタービン排気ガスの再熱を含む装置で生ずる高サイクル圧力比において、非常に低い圧力がコンプレッサ排気と圧力の出合ノズル及

びブレードの間の領域で使用するために利用できる。

パワータービンに送って直接に動力を発生する。パワータービンからの排気ガスは次いで熱交換によって間接的に蒸気タービンを駆動する。あるいは、ガス発生機排気ガスを再熱するための燃焼機は熱交換機を有し再熱ガスのパワータービンへの配送の前にその中で蒸気を過熱し、所望により再熱タービン蒸気を作り蒸気タービンで付加的に動力を作り出すためにこれに戻す。

本発明では、このようなガスタービンが最高効率で動作する所の動作温度および圧力をさらに増加できる様にするために、本蒸気が冷媒としておおよび熱的バリアとして使用されてガスタービンサイクル圧力比を適正ならしめ、同時に蒸気タービンで形成された冷却再熱水蒸気でガス発生機第1段用のノズルと回転ブレードの冷却を行う様にし、ここで抽出された水蒸気を第2段ガス発生機のブレードおよびパワータービンブレードの冷却に使用すると云う特徴を有する。

更に、本発明は冷媒として水蒸気を使用するフィルム冷却の使用にも関し、この際水蒸気は、高

レイノルズ数になった場合に重大となるブレード面粗度を犠牲にしないという長所の下に冷媒として使用される。

#### 【実施例】

以下に本発明の適用に好適なタービンシステムの二つの例を説明する。

第1図において、ガス発生機如は取入管(22)を介して空気を受入れ、ガス発生機タービン(28)によってシャフト(26)を介して駆動されるコンプレッサ(24)によって圧縮空気を作るが、前記ガス発生機タービンは、配管(32)から圧縮空気を取入る燃焼機(30)で発生したガスによって駆動される。燃料は燃料供給管(34)を介して第1燃焼機(30)に供給される。再熱即ち第2燃焼機(36)はガス発生機タービン(28)からの高速排気ガスを軸流再熱管(38)を介して取入れ、再熱したガスを軸流加速管(40)を介して放出してパワータービン(42)へ送り、該タービンはシャフト(46)を介して直接第一発電機(44)を駆動する。再熱ガス出口はパワータービン(42)から出口配管(48)を介して離れ、スタ

その排出物はボイラ供給ポンプ(68)に供給されてリサイクル配管(66)へ行く。ガス発生機とタービンの組合せのタンデム構成が使用でき、第1発電機(44)はこの種の2個の構成によって付勢され、その再熱排ガス排出物は排出用配管(48)に供給される。軸流加速管(38)、再熱燃焼機(36)および軸流再熱管(40)は別として、第1図に示すシステムの個々部品のそれぞれは従来品であり、本実施例で開示する長所と効率を導く軸流加速管(38)と再熱燃焼機(36)および軸流再熱管(40)を含むその組合せ構造のみが新規に付加されたものであると云うことをここで更に注意する必要がある。

第3図において、ガス発生機(20)は第1図について述べたガス発生機と同一要領で動作し、蒸気タービン(68)、コンデンサ(76)、ヒータ(86)およびポンプ(78)および(88)は第1図と同様に動作する。然し、ガス発生機(20)の生成物は配管(38)を介してキャビティ(90)に入り、キャビティ(90)は再熱および過熱器の組合せ物であるが、ガス発生機(20)の配管(38)からの排ガスを再熱し、再熱

タク配管(52)を介して排氣される前に熱交換機側を通る。排出ガスは出口配管(48)を通って3段の熱交換器(50)を通過するが、最初のものは過熱器(54)で、ここで過熱用配管(56)を介して過熱水蒸気が作られ、第2のものは蒸発器(58)で、ここでは貯蔵ドラム(60)からの水および組合せリサイクル水が配管(62)中で蒸発され、第3番目はエコノマイザ(64)で、ここでは貯蔵ドラム(60)からの水および配管(66)からのリサイクル水が加熱されて配管(62)中で蒸発される。エコノマイザ(64)中では配管(66)で到着したリサイクル水が蒸発器(58)に到着する前に配管(59)中で蒸発のために加熱される。過熱器(54)から出る過熱水蒸気は配管(56)を介して蒸気タービン(68)に到着してこれを駆動し、これはシャフト(72)を介して第2発電機(70)を直接付勢する。蒸気タービン(68)からの凝結水が形成されてコンデンサ(76)中に集められた上、コンデンサポンプ(78)で配管(80)を介してくみ上げられ、タービン(68)中で直接形成された水蒸気に関しては配管(82)を介してヒータ(86)へ行き、

済ガスを配管側を介してパワータービン(42)に導いてこれを駆動し、これがシャフト(46)を介して第1発電機(44)を駆動する。キャビティ(90)は蒸発器(58)の生成物を過熱し、これはキャビティ(90)に配管(92)を介して入り、配管(56)を通って蒸気タービン(68)へ導かれて蒸気タービン(68)を駆動する。蒸気の再熱もキャビティ(90)内で行われ、配管(94)を介してキャビティ(90)に到達した蒸気は配管(96)を介してこれから出て蒸気タービン(68)に入る。蒸気タービン(68)はシャフト(72)を介して第2発電機(70)を駆動し、配管(66)を介しての凝結生成物のリサイクリングがエコノマイザ(64)および蒸発器(58)を介して行われる。

再熱の特色は随意のものであるが、第2図は再熱と過熱両作用を行うためのキャビティ(90)に付設するガス発生器(20)を示すものである。ガス発生機(20)は燃焼機(30)と空気コンプレッサ(24)で構成され、これは(100)、(102)および(104)、(106)および(108)の5段低圧部と、14段高圧部の代表としての段(110)および(112)を有す

る。燃焼機(30)は圧縮加熱空気を2段高圧部の(114)および(116)の段および1段低圧部の(118)段に送る。シャフト端がコンプレッサ(24)をガス発生機タービン(28)に接続している。現在多数の高温高圧力比ガスタービンが市販されており、第2図中のガス発生機(20)は第2世代LM5000モデルを示しているが、LM2500、JT9、RB-211、スペイ(Spey)およびマース(Mars)等を含む市場で通常入手できるその他のモデルも使用し得る。

第2図のガス発生機(20)は燃料配管(35)、燃料ノズル(120)、環状燃焼領域(122)、ディフューザ(124)およびパワータービン(42)の燃焼領域を示す再燃燃焼機(38)に接続されている。

これに代って、ガス発生機(20)の生成物は第4図に示すキャビティ(90)に供給して再熱および過熱作用の両者を行わしめてもよい。ディフューザ(130)からの空気はストラット(132)の周囲を通過して、燃料ノズル(136)が燃料を放出してそこで燃焼するのに伴って燃焼領域(134)で過熱され

ればパワータービンの前に第4図に示す様に第1段ノズル(156)を通過する。入口ノズル(154)の内面(157)は銃弾の頂部の様な形をしているが、外部朝顔形(198)は図示の形状をしている。第6図は流線形に作った過熱管(142)を示すが、これは3本の管(160)、(162)および(164)を取巻く孔あきレース(158)を有し、上記3管は過熱および/または再熱蒸気を通すもので夫々の直径は各部品の流速と流量要求によって変化する。

本実施例のサイクルの長所、例えば第4図、第5図および第6図の組合せ道熱および再熱装置によって成しとげられる長所は第7図および第8図の完成した工業上受入れられたデータに示されており、このデータは上述の文献14から誘導されたもので、本実施例の使用された第8図の蒸気流路熱勘定を示しており、第7図の従来一般の再熱蒸気タービンと比較される。具体化のために第7図および第8図のデータを作成するのに若干の仮定を設けた。第2図に示すタイプの2個のガス発生機(20)および動力タービン(42)のタンデム構

造は単一タービン構造と共に第8図のデータに関連して使用される。両蒸気タービン熱勘定はボイラ給水ポンプ入力を含めてあるが、3%の損失がそれぞれに加えられていく蒸気リーク、機械的損失および水素冷却発電機損失を勘定に入れている。正味出力を計算すると、第7図は497 BTUを示し、指示データから正味入力を決定すると正味入力1165 BTUがその結果となり、正味効率42.7%となり確立されたボイラ効率の89%と上述の3%の損失を適用すると従来型発電所サイクル能率36.86%を得る。同様に第8図から、全体の出力581 BTUの正味入力が得られ、正味効率40.43%を得、上述の3%の損失を適用すると39.22%のサイクル効率を得るがここではボイラ効率は適用しない。これらのデータを使用して、第1表に記す15の仮定を作ると、上述の結果が得られる。

第Ⅰ表 効率計算での仮定一  
ガス発生機及水蒸気再熱

No.	内容	数値	単位
1	供給圧力	14.7	psia
2	外気温度	60	華氏度
3	パワータービン効率	87	パーセント
4	再熱ガスタービン燃焼損失	3	パーセント
5	蒸気過熱燃焼損失	1	パーセント
6	蒸気再熱燃焼損失	1	パーセント
7	再熱燃焼機圧力低下	3	パーセント
8	パワータービン及び発電機損失	2	パーセント
9	蒸気タービン及び発電機損失	3	パーセント
10	ボイラ輻射及プロダクション	2	パーセント
11	定再熱点火温度	1800	華氏度
12	供給および背圧損失	4/6	インチ水頭
13	コンデンサ圧力	2	インチ水銀柱 (絶対)
14	液体燃料	18,400 BTU/SLHV	
15	蒸気熱勘定	第8図の通り	

サイクル解析は3種の動作モード、即ち連続、電力ベース、およびピーク動作で発電所容量の半分の負荷に対して第Ⅱ表の結果を出すことができる。この構成においては2個のモデルLM5000ガス発生機が一台の100,000 kW容量の単一の水素冷却発電機に取付けられたが、パワータービンは反対

方向に回転する出力シャフトを持っている。蒸気タービンも同様100,000kW容量で2個のボイラの蒸気出力と2個のガスタービン過熱機が1個の蒸気タービンに蒸気供給をしている。

第Ⅱ表 蒸気再熱サイクル効率

モード	ガス発生機 燃料入力LHV	再熱燃料 入力LHV	ガスタービン 正味出力	蒸気タービン 正味出力	全正味出力	正味効率%
	BTU/HR×10 <sup>6</sup>	BTU/HR×10 <sup>6</sup>	KW	KW	KW	
連続	296.24	337.75	43.808	48.234	91.842	49.44
電力ベース	320.16	334.14	46.601	49.313	95.914	50.03
ピーク	336.72	328.22	48.750	49.561	98.311	50.46

第Ⅲ表の結果は、蒸気再熱はないが再熱ガスタービンは使用されている所の、例えば第1図に模式的に示す様な類似した構成体と比較すべきである。第Ⅳ表はガスタービン再熱サイクル効率の計算に当って適用される仮定である：

第Ⅲ表 効率計算に対する仮定、ガス発生機再熱のみ

No.	内 容	数 値	单 位
1	外気温度	60	華氏度
2	供給圧力	14.7	psia
3	蒸気圧	1250	psig
4	蒸気温度	900	華氏度
5	ボイラへの供給水温度	250	華氏度
6	蒸気タービン効率	80	パーセント
7	パワータービン効率	87	パーセント
8	再熱ガスタービン燃焼機損失	3	パーセント
9	再熱燃焼機圧力損失	3	パーセント
10	パワータービン及び発電機損失	2	パーセント
11	蒸気タービン及び発電機損失	3	パーセント
12	ボイラ輻射およびプロダクション損失	2	パーセント
13	定再熱点火温度	1800	華氏度
14	取入及背圧損失	4/10	水頭インチ
15	コンデンサ圧力	2	水銀柱インチ (絶対圧)

第Ⅳ表は発電所容量の半分での運転での3種のモードにおけるサイクル効率の計算結果を示す。

第IV表 ガスタービン再熱サイクル効率

発電所容量の1/2における。

モード	ガス発生機 燃料入力LHV BTU/HR × 10 <sup>6</sup>	再燃燃料 入力LHV BTU/HR × 10 <sup>6</sup>	ガスセン		正味出力 合計 KW	正味出力 KW	正味効率 %
			正味出力 KW	蒸気セン 正味出力 KW			
連続	296.24	171.57	43.002	23.442	86.444	48.69	
電力ベース	320.16	162.57	45.989	23.814	69.783	49.34	
ピーク	330.72	155.90	48.083	23.734	71.617	49.76	

上述の計算において示した3種の運転モードはガスタービンに関する新国際標準規格ISO/DIS-3977に定義されており、以下の通りである。連続モードの運転は連続的または基本負荷運転を示すもので例えばパイプラインサービス、プロセス応用または年間8700時間まで、一運転開始当たり100時間以上の小運転開始回数の電力発生である。電力ベースモード運転とは年間4000時間以下のプロセス応用で一運転開始当たり8時間以下の中間範囲電力発生の長い時間に関するものである。ピークモードの運転とは運転が年間500時間に制限され運転開始当たり2時間以下という尖頭負荷要求に対する電力発生で典型的に生ずる短時間間欠的なものである。

上述の計算中の仮定およびサイクル中への使用は最初に第2世代設備を完全に試験した製造業者から入手したモデルLM5000ガス発生機の数字を基礎としたものである。LM5000ガス発生機の特性は60下で取入圧力14.7psiaの基本負荷定格に対して第V図に示す通りである。

第V表 ガス発生機の特性

基本負荷定格 - 60下、及14.7psia取入口圧力

		LM5000
サイクル圧力比	P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub>	29
排気流速	kg/秒	272
1GHP × 10 <sup>3</sup>		50.00
サイクル効率(1GHP) * LHV%		43.00
点火温度 F		2,100
ガス発生機排気圧 psia		56.10
ガス発生機排気温度 下		1,215

備考 : \* 100%膨張効率に対する等エントロピーガス馬力。

第II表と第IV表の結果の比較から、蒸気再熱は第4図の装置内で分離燃料を燃焼した場合50%LHVに近いか、またはこれを越す総合発電所効率を生ずることが明らかである。第2燃焼機中の過熱器を使用しなくとも、第2図に示す様な構成においてあるいは第1図の工程において49%に近い、あるいはこれを越える正味サイクル効率を得ることが可能である。これらの効率は従来の発電施設の使用によって得られる効率に対して改善をもたらすものであり、実際の運転に当って相当

の価格引下げを來し得る。2分の1発電所容量および若干の信すべき仮定を、設備の大きさ、燃料價格、および前におこなった計算結果に対して行ったパワータービンに対する単純化経済評価である第VI表の経済上のデータは再熱ガスタービンと再熱蒸気タービンに組合わせた再熱ガスタービンの両者に期待できる商業的成功度尺度となる。

## 第4表 再熱サイクルを使用する設備単位の比較経済解析

設備単位	LHV	効率	燃料消費	燃料価格 <sup>a</sup>	節約額		節約額 $\times 10^4$
					$\text{F}\text{t}/\text{年}$	$\text{F}\text{t}/\text{年}$	
従来形組合式タービン	44	基準	100	12.41	基準	基準	-
再熱タービン/ 蒸気タービン (第2図)	48.5	10.2	90.7	11.26	1.15	5.75	基準
再熱タービン/ 再熱蒸気タービン (第4図)	49.5	12.5	88.9	11.03	1.38	6.90	1.15

参考\*  $2.50 \times 10^4$  BTU LHV の燃料価格を基礎とする。

(121) を有し、パワータービン(42)への出口面(170)に向って拡がっている。燃料ノズル(120)はライナ(121)中に配置されていてオリフィス面上で一定間隔に配列された複数のオリフィス孔(123)を有し、全構体の軸(172)に対する弦幅直徑を有する弦幅で隔てられている。燃料ノズル(120)は軸(172)に対して上向き角を形成している上向き線にそって外方に向き、上向き線と出口面(170)との交点は弦直徑に対して適当な比の上向き直徑を有する。この比はボイルの法則  $PV = WRT$  を利用して出口面と開孔面におけるガスの体積比から計算によって決定される。典型的な状態において、ガス発生機の燃焼機(30)の出口面における送出ガスは約  $2100\text{ F}$  ( $1149^\circ\text{C}$ ) の温度と約 3.0 気圧の圧力を有し、一方再熱燃焼機(36)の開孔面における排気ガスは温度約  $1800\text{ F}$  ( $982^\circ\text{C}$ )、 $3.75$  気圧である。従って容積比 6.5 となるが、この値は好ましくは圧力低下の低い燃焼機(36)を作ることによってわずかに上昇する。

更に、ディフューザ(124)および燃焼機(36)の

第 VI 表は再熱パワータービンの投資の償却として 5 年間に  $575$  万ドルの発生が見込まれ、再熱蒸気タービンシステムを組合わせた再熱ガスタービンの投資額を償却するのに 5 年間の運転で更に  $115$  万ドルが得られるということを示している。更に熱回収ボイラに関する節約がなされ得るということに注意する必要がある。これはこのボイラはより簡単になり表面積が少く平均温度差が大きいからである。更に、2 個の過熱器は熱回収ボイラ中に 2 重に作らなくてもよく更に経済的である。これらの数字は、標準的に産業界に受入れられている現在人手可能なサイクル効率 44% LHV の組合わせサイクルを基礎としたものであるが、例えば燃料価格の高騰、将来の石油供給の制限、石炭燃料の開発、高利、電力料値上げ、その他の不確定要因といった不確定要因の存在は将来において相当な割合で本例の実施を有効ならしめる方向に働くであろう。

本実施例の再熱タービン燃焼機に付随する要件は次の通りである。再熱燃焼器(36)は環状ライナ

長さは、燃焼機(36)のない従来形動力タービンのディフューザよりも約 60% 大きくなるべきである。好ましくは、ディフューザ(124)および別の装置のディフューザ(130)は、少くとも 4 フィート (約  $120\text{ cm}$ ) の長さを有し、到来ガスの分離およびそのために生ずる乱流をさける様にする。勿論、ディフューザ(124)ないし(130)は適当な角度変化および断面積変化を付して上述のことを実現する様に構成されている。パワータービン直徑はわずかに大きく、ノズル弦幅は第 1 段動力タービンノズル領域の約 1.35 倍になる様に調節される。

第 4 図ないし第 6 図を参照すると、キャビティ(90)の直徑は約 10 フィート (約 3 メートル) で、これは約 100 フィート/秒 (30 メートル/秒) のガス速度および平均ガス温度約  $2000\text{ F}$  ( $1193^\circ\text{C}$ ) を仮定した過熱管(142)を入れるに必要な面積の増加が環状に入れてある。過熱管(142)を入れるための面積の増加は約 70% である。キャビティ(90)の長さは過熱に必要な表面積

に従って若干変化するが、実現可能長は 18 フィート (540 cm) である。外部シェル (176) は約 2 フィート長 (60 cm) の部品として製造され、接続部 (178) でボルト止めされて過熱コイル (142) が適当に収められる様にする。外部シェル (176) およびこれに付属するパイプ (56), (92), (94), (96) 等はヘッダ (144), (146), (148) および (150) からフランジ (57), (93), (95), (97) 等で、外部シェル (176) の一部を取外すために取外すことができる。過熱管 (142) は例えば第 6 図に示す様な特別な形状のヘリカルコイルを形成する様に捲回する。コイル (142) は環状燃焼キャビティを作りバーナ (136) への空気流を制御する。バーナ (136) の下流でコイル (142) は高温燃焼ガスを和らげてこれを多数のコイル (142) に分配する。燃焼用キャップ (155) も見られる。

第 5 図に示す配列においては低温蒸気はキャビティ (90) の底部に到着し管 (142) 内を環流して各過熱器の頂部から出る。シェル (176) は支持取付具 (180) でその中心線で支持され、膨張を制御し

ガスが入って管 (160), (162) および (164) の内面に達し、有効熱転移面積を相当に増加する。ガス発生機 (20) とキャビティ (90) の間にまたがるディフューザ (130) は余分の長さを有し、ストラット (132) K 型材によって支承されたガス発生器はこれを通るガスに乱流をあたえ、キャビティ (90) に入るガスの拡散に資するためこれに長い流路を与える様にする。

パワーターピン (42) は外部コーン即ち鐘状部 (196) と銃弾ノーズ (157) を有しキャビティ (90) からパワーターピン (42) への入口損失を減少して、ここでガスの流速は増加する。

第 4 表に非再熱蒸気ターピンサイクルと再熱ターピンサイクルを比較するデータが示してあり、ここにはガス発生機パワーターピンとボイラに関する関係データが含まれている。前述の比較と同様、計算は 3 種のモードの運転、即ち連続、電力ベース及びピーク、についてなされている。すべてのモードの運転において、サイクル効率は蒸気再熱によって改善され、全正味出力は相当に増加

基礎 (182) に対する中心線高度を適当に保持しガス発生機 (20) とパワーターピン (42) の同軸性を満足せしめる。更に、ガス発生機 (20) はキャビティ (90) の手入れのために迅速かつ容易に取外しできる。

過熱器コイル (142) は、各管長が蒸気圧力低下および同一輻射および対流熱吸収面積に対してバランスする様にそれぞれ形成されている。同一圧力低下は流量分配のために必要で、輻射熱および対流熱吸収のバランスは良好な過熱温度管理を特に定格負荷に充たない場合にもたらす。従来の過熱器のガス側圧力低下は過熱器当り水柱 2 インチ (51 mm) で大気吸収ボイラ中の 2 過熱器の 1 % 低下より小さい量となっている。この百分率圧力損失は約 3.75 気圧の雰囲気中で動作する過熱コイル (142) にも適用できる。管 (142) は 3 種の違ったサイズ (160), (162) および (164) に作られ、第 6 図に見る様に高温ガス流を制御するために圧力低下を最低限にするために有孔前部および後部端覆い (158) で流線形化される。孔は適度な温度の

していることが見られる。

附図表 2分の1発電所容量負荷  
非再熱蒸気タービン蒸気状態 1250psig-900°F  
再熱蒸気タービン蒸気状態 2400psig-1000/1000°F

平均ガス発生機の数字を示す。

	運転		電力ベース		ピーク	
	非再熱	再熱	非再熱	再熱	非再熱	再熱
1 GG1HPP×10 <sup>3</sup>	50.0		55.0		58.1	
2 GG 点火温度 F	2100°		2250°		2400°	
3 GG 排気流速 ft/秒	272		283		285	
4 GG 排気温度 F	1215		1282		1285	
5 GG 排気圧力 psia	56.10		58.60		61.0	
6 GG 燃料消費						
BTU/時×10 <sup>6</sup> LHV	296.24		320.16		336.72	
7 燃料消費						
BTU/時×10 <sup>6</sup> LHV	169.55	337.75	162.57	334.14	155.30	328.22
8 全燃料消費						
BTU/時×10 <sup>6</sup> LHV	465.75	633.99	482.73	654.30	482.62	664.94
9 PTへのPT排気温度 F	1265	1281	1253	1286	1240	1252
10 PTへのPT排気流速 ft/秒	274.5	277.2	285.4	288.1	291.3	294.0
11 PT正味比	3.702		3.887		4.023	
12 PT正味出力 BTU/時	151.3	152.2	155.8	158.5	159.7	160.4
13 蒸気流速 ft/時×10 <sup>3</sup>	137.5	292.1	200.5	288.6	199.9	300.1
14 パワースタック 頻度 F	328	300	335	300	341	300
15 空燃比、空気/燃料	38.40	28.21	38.42	28.34	38.32	28.33
16 PT正味MW出力	43.00	43.61	45.97	46.60	46.98	46.75
17 PT正味MW出力	21.44	48.23	23.81	49.31	23.73	49.58
18 全正味MW出力	68.44	91.84	69.78	95.91	71.81	98.31
19 効率 LHV %	48.69	49.44	49.34	50.03	49.76	50.46

脚注: \*見装置

略号:

STBH- 蒸気タービン再熱、HPP- 等エントロピー馬力、MW- メガワット、GG- ガス発生機、PT- パワータービン、LHV- 低加熱値

(154) は外部鐘状部 (196) と統弾頭 (157) の形状によって圧力損失を減少する様に形成されている。シブキー (198) が運転中の軸整列の制御及び保守を可能とし脚またはトランション (図示せず) を曲げて軸方向膨張に対処している。環状燃焼キャップ (155) はバーナ燃料ノズル (136) と組合わせて使用されるときに均一な温度分布を作る。キャビティ (90) の円筒状構造は、これを通るガスの軸方向流と相まって複数個のガス発生機および再熱構体の使用を可能とし、1000メガワット級の大形発電所に適用できる。

再熱キャビティ (90) 中で作られた低中間圧力であることからして、低品位液体燃料あるいは粉砕した形の固体燃料、例えば石炭からの低エネルギー含有ガス、石炭から誘導された液体、頁岩油、あるいはその他の液体燃料例えばバンカー (Bunker) "C" 型油、潤油、原油、または比較的低品位で単位体積ないし単位重量当たりの低エネルギー含有度の石炭粉末がバーナーノズル (136) に使用し得る。再熱キャビティ (90) の低中間圧力

前述の両実施例において、第2燃焼機中に軸方向流が存在し、これが圧力損失を低下する作用をして総合効率を高くしていることに特に注目すべきである。更に、両実施例において、ガス発生機と第2燃焼機間により大きなディフューザを置くことができる。再熱ガス燃焼機の場合、2シャフト設計は高効率をもたらす。ガス再熱用キャビティの場合、蒸気再熱と組合わされて、長いディフューザは最高速度ヘッドの再生をもたらす。

今一度第4図を参照すると、キャビティ (90) の円筒構造が明らかで、等しい切等なループをもたらし、即ち、圧力容器の応力を均等化する。キャビティの内面周辺に位置するコイル (190) はその燃焼室そのものを定めると共に事实上これを形成して、この内面コイル (190) はシェル (176) に対する絶縁物の役をする。更に、内部コイル (142) は燃焼領域 (134) の周囲に配列されてガス流の調節および混合をする。充满空所 (192) はガスがパワータービン (42) の取入ノズル (154) 到着する以前に渦流を安定せしめる作用をする。取入ノズル

の結果は更に低寄生圧縮効率損失、良好な冷却用の大型パワータービン回転翼の使用の可能性および低摩耗、腐食損失、および大膨張効率による総合大出力タービンである。

バーナ (136) 内で粉末石炭を燃焼する場合、到來ガスを内部流 (202) と外部流 (204) に分離するために周辺分離板 (200) を有する第19図に示す様なディフューザ (130) が取付けられ、その外部流 (204) は外部流 (204) に対して大回転運動を与えるために従来の流線形回転羽根 (206) によって遠心運動が与えられる。キャビティ内部 (134) の石炭の燃焼によって生じた燃焼生成物は固体物がシェル (176) の外周部へ集められて遠心力によってコレクタ (210) の中に集められ配管 (212) を介して空所 (192) から出される様にコイル (142) の形状によって外部回転流の方向に向けられる。固体物のない燃焼ガスは前述の様に次いでノズル (154) に入る。

第9図は正味仕事出力の関数としてのサイクル効率図を示し、これは点火温度の上昇に伴ってサ

イクル効率および正味出力の両者が増加を示しているが、正味出力が非再熱から完全に再熱まで再熱が進行するに伴って正味出力が増加する間にサイクル効率が低下することも示している。第9図において、尾部数字は、例えば $\gamma_1$ は圧力比6を $\gamma_2$ は圧力比2.2を示すという様に圧力比を示している。完全再熱において、正味出力に対する好適サイクル比はサイクル効率に対しても最適比であることは注目の要がある。両者共最大に上って次いで急激に低下する。本実施例の長所を生ずる所の高サイクル効率を保持し乍らここで教示された特殊構造を使用して再熱ガスの高点火温度に達することが正味仕事出力を増すことである。

第10図は、再熱サイクルで得られる膨張比は燃焼機のサイズおよび圧力低下を決定するのに重要である所から、点火温度とサイクル圧力比の作用を問示するものである。効率に対して最適の圧力比を示す曲線と3点火温度用の曲線との交点は、1600F(871°C)においては、得られる膨張比は2.5にしか過ぎないが、2000F(1093°C)にお

いては膨張比は3.75に増加し、更に高い点火温度の2400F(1316°C)においては、この比は更に増加して5.25となる。パワータービンの膨張比は発電所システムの総合効率の尺度であり、また、第2世代発電設備として述べたガス発生機(20)は現在は市販され2000Fないし2100F(1093°C)ないし(1143°C)連続負荷で点火されるので、本実施例の再熱サイクルは、1600F(871°C)で点火される第1世代ガス発生機(パワータービンに対し若干低い膨張比を生ずると見られる)よりも決定的により実用的である。

第11図は再熱サイクルを考えるに当って他の要素、即ちガス発生機の排気の温度レベルの影響を示す。第11図はガス発生機出口温度のサイクル圧力比に対する依頼度を示すもので、3点火温度に対する完全再熱状態下におけるガス発生機での出口ガス温度を点線で示し、サイクル比が大きくなると点火温度と相当の落ち込みの強い関連性が見られる。第11図の点線はガス発生機出口温度を示し、完全再熱の実線はパワータービン出口

温度を示す。第12図はパワータービン出口温度がサイクル圧力比に対してガス発生機出口温度程敏感でないことを示している。本実施例に関連して上述した様な第2世代ガス発生機に関しては、可能なサイクル圧力比は1.8から3.0の間にありガス発生機は2000F(1093°C)またはそれ以上の点火温度を持っており、再熱サイクル用の実用限度内の出口温度を生ずる。熱回収について考えると、パワータービン排気温度が重要であることは注意しなければならない。第11図のパワータービン排気温度範囲は組合わせサイクルにおける熱回収には理想的である。熱回収ボイラ用の出口温度の最良範囲は1200ないし1400F(649ないし760°C)であることは周知の處である。

再熱サイクルパワータービンについて考えると、排気空所(192)の構造用材料は充分に注意しなければならない。高温材料は、然し、現在の技術状態下にあり、これは本発明の再熱点火温度用のパワータービン回転翼としては、冷却されている。

いては膨張比は3.75に増加し、更に高い点火温度の2400F(1316°C)においては、この比は更に増加して5.25となる。パワータービンの膨張比は発電所システムの総合効率の尺度であり、また、第2世代発電設備として述べたガス発生機(20)は現在は市販され2000Fないし2100F(1093°C)ないし(1143°C)連続負荷で点火されるので、本実施例の再熱サイクルは、1600F(871°C)で点火される第1世代ガス発生機(パワータービンに対し若干低い膨張比を生ずると見られる)よりも決定的により実用的である。

第11図は再熱サイクルを考えるに当って他の要素、即ちガス発生機の排気の温度レベルの影響を示す。第11図はガス発生機出口温度のサイクル圧力比に対する依頼度を示すもので、3点火温度に対する完全再熱状態下におけるガス発生機での出口ガス温度を点線で示し、サイクル比が大きくなると点火温度と相当の落ち込みの強い関連性が見られる。第11図の点線はガス発生機出口温度を示し、完全再熱の実線はパワータービン出口

第12図は考慮すべき別の要因、即ち、第1燃焼機と比較しての再熱燃焼機で燃焼させるべき燃料の量を開示している。一般に、再熱燃焼機は第一燃焼機に比較して多くの燃料を必要とする。適当な燃料比が第12図に見られるがこれはサイクル圧力比範囲1.8ないし3.0で点火温度2000F(1093°C)で約1.2ないし1.8に落ちるものを見ている。

点火温度は第13図に示す様に点火温度の関数としての組合わせサイクル効率および単純サイクル効率に決定的影響を及ぼす。点火温度を1600F(871°C)から2400F(1316°C)に増加すると、効率は組合わせ単純サイクルに対して40%の少し上から約53.5%に上昇し、組合わせ再熱サイクルに対して約45%から56%に上昇し、組合わせ再熱サイクルに対して約45%から56%より一寸上に上昇する。2000F(1093°C)の点火温度においては、再熱サイクルは第13図の縦矢印で示す様に約3.5%の効率有利度を有する。これは単純サイクルの効率値に対して1.4%上であり、こ

れは第13図に水平矢印で示した様に、点火温度で約200°F(111°C)の上昇と等価である。この利得は現在の燃料の高値および将来の予想価格を考えると著大であり、特記に値する。

再热点火温度1800°F(982°C)が2つの基本的な理由で選定されたことに注意しなければならない。第1は、いわゆるブレード内部対流冷却法をより経費高なブレードフィルム冷却の代りに採用しているパワータービンブレード車が低価格で容易に入手できること、第2パワータービンから出る排気ガスが約1250°F(677°C)の最良蒸気発生温度、即ち最低スタック温度にあり、パワータービン排気空所に必要な材料および構造が安価なことである。将来において、技術状態がガスタービンの点火温度および圧力比を高くすることを可能とし高パワータービン膨張比を実現するならば、再热点火温度は熱回収ボイラに対する最適温度範囲1250°F(677°C)を保持する様に増加される筈である。この様な時には更に高価なフィルム冷却ブレードが採用されることとなろう。この様な将来の

発達は第9図から第15図に示す様に出力を増加すると共にサイクル効率を更に改善するであろう。

サイクル効率に関する2サイクルの全体像を第15図の左部分に示すが、左側に圧縮比の出力および効率に対する2種の最適状態における単純サイクルガスタービン効率を示している。効率は熱がボイラで吸収されて仕事に転換されるに従って上昇し、ここで得られる熱の100%が回収される。この点において、単純サイクルガスタービンは两点火温度が等しくなる迄第2燃焼機中の燃料の量を増加することによって順次完全再熱サイクルに変化してゆく。サイクル効率は効率曲線が左から右へ行くのに伴って上昇する。

第14図は点火温度の関数としての組合せサイクルの出力に対する影響を示す。出力は点火温度が上昇すると共に相当に増加し、更に、再熱出力は単純サイクル出力に比較して若干急速に増加する。第14図は設備の大きさおよび潜在価格を評価するのに有用である。例えば、2000°F(1093°C)点火温度において、組合せ再熱サイクルは組合せ単純サイクルに対して1ポンドの空気流量当たり約95BTUの増加をもたらすことを示し、これは約5.6%の出力増加と等価である。この図は2サイクルの蒸気及ガスタービンと熱回収ボイラの相対的な機械的寸法の指標で、再熱サイクルの潜在的な価格有用性を示している。このことは、再熱温度の上昇に伴う第16図に示すガスタービンと蒸気タービンの出力比の比較的小変化に光をあてることとなる。第14図から明らかな別の点は、同一出力を発生するのに、2000°F(1093°C)で点火された再熱サイクルは2600°F(1427°C)近くで点火された単純サイクルと等価であるということである。

ガスタービン再熱燃焼機(90)中で過熱と再熱作用を取り入れることは熱負荷を熱回収ボイラエコノマイザ(64)および蒸発器(58)から取去り、排気ガスと水ないし蒸気間の大温度差の下で小さな管表面積でより簡単な安価な熱回収ボイラを提供することを可能とする。安価な熱回収ボイラは低圧力

損失を可能とする。第17図は3状態を示しながらその実現要領を示すが、その最初は過熱および再熱(状態A)、第2図は過熱のみ(状態B)および第3は過熱再熱共になし(状態C)である。本実施例の一部をなす所の熱回収ボイラに対する過熱または再熱のない第3の場合のこの重大な熱移転変化および温度差長所は、線D、E、FおよびGで示される蒸気の特性図と線A、B、Cで夫々図示される夫々の状態のガス特性図の比較として図示されている。状態Cはボイラ温度ではなく、第17図に示す実用限界50°F(28°C)に近いものであることを注意されたい。

第18図は約29に選定された特別の好適サイクル圧力比と付属する2100°F(1149°C)ガス発生機点火温度および1800°F(982°C)再热点火温度で表示される再熱燃焼機(90)中で再熱ガスと蒸気コイル(142)の間に生ずる高熱転移用の有利な温度差を示すことによってここで開示した構成物の特性を示す。1250°F(677°C)で到着したバイパスガスは400°F(222°C)の蒸気に対して平均有効温

度差を矢印 (H) で示す典型的な位置で有するが、キャビティ (134) から約 2450F (1344 °C) で出る燃焼機キャビティガスは約 1200F (649°C) の平均有効温度差であること、矢印 (I) で示す通りであることに注目すべきである。この 2 本の垂直矢印 (H) および (I) はこれらの熱移転の 2 領域を示す。キャビティ (134) 中の焰が輻射熱源をなし、これが更に得られる熱流束を増加して管 (142) の表面を減少して圧下低下を少なからしめる注意すべきである。

第 9 図ないし第 19 図の説明によって概説した考案は組合サイクル効率を改良するガス再熱値を示し、ガス再熱を有する第 1 の実施例の長所を説明し実証するものである。ガス再熱および蒸気再熱を有する第 2 の実施例の更に大きな長所は第 4 図ないし第 6 図に図示の装置の説明に関連して書かれた説明および比較から明らかである。従って、本実施例の方法は相当増加した再熱サイクルガスターピン出力を生ずるが、再熱ガスターピン効率は同一点火温度の単純サイクルに対してごく

性を有する。現在技術水準の冶金技術と共に従来のノズルおよびブレードの鋸造法を使用してガスターピンの基礎負荷点火温度は、本発明のブレードとその冷却法によって現在レベルの 2100F (1149 °C) から約 2400F (1315 °C) またはそれ以上に上昇せしめ得る。比熱、粘度、熱伝導度、輻射吸収性およびプラントル数を含むこれらの物理的特性は比体積および音速を勘定に入れても冷却に関して水蒸気の相当の有効性を示す。従来の冷媒である空気は主として出力および効率に関するサイクル低下作用のため、ひかえ目に、充分に注意し乍ら使用しなければならない。それにも拘わらず、コンプレッサ排気とノズルとブレード間にごくわずかの圧力低下という事実に拘わらず、また、高サイクル圧力比という事実にも拘わらず冷媒の温度はその損失をあたえる高度の対流に増加するにも拘らず、フィルム冷却技術が冷媒として空気を使用してまず航空機に、のちに工業用ガスターピン用に発達して來た。

本発明に従って、ターピンノズルと回転ブレー

わざかに低下する。更に、再熱ガスターピンを有する組合わせサイクルは同一点火温度に対して相当のサイクル効率改善を約束し、単位空気流当たりの出力は再熱ガスターピンを使用する組合わせサイクルにおいて相当に大きくなり、この種サイクルの潜在的価格引下げをもたらす。

上述した再熱ガスターピンと再熱蒸気ターピンの組合わせサイクルの使用可能性は、従来の蒸気サイクルから抽出した蒸気を使用するという期待をもたらす。この種のサイクルはガスターピンサイクル圧力比を適正ならしめ、一方同時にガス発生機の第 1 段翼車冷却用に蒸気ターピンで作られた冷再熱蒸気を利用する。抽出した蒸気は第 2 段ガス発生機翼車および動力ターピン翼車の冷却に使用し得る。本出願人の米国特許出願第 954,838 号として出願中の明細書中に開示されている状態の様な、2400psig-1000/1000F (16.56メガパスカル 538/538 °C) の様な典型的な再熱蒸気ターピン蒸気状態において、従来使用されていた空気と置換した場合、水蒸気は冷媒として優秀な物理的特

性を有する。現在技術水準の冶金技術と共に従来のノズルおよびブレードの鋸造法を使用してガスターピンの基礎負荷点火温度は、本発明のブレードとその冷却法によって現在レベルの 2100F (1149 °C) から約 2400F (1315 °C) またはそれ以上に上昇せしめ得る。比熱、粘度、熱伝導度、輻射吸収性およびプラントル数を含むこれらの物理的特性は比体積および音速を勘定に入れても冷却に関して水蒸気の相当の有効性を示す。従来の冷媒である空気は主として出力および効率に関するサイクル低下作用のため、ひかえ目に、充分に注意し乍ら使用しなければならない。それにも拘わらず、コンプレッサ排気とノズルとブレード間にごくわずかの圧力低下という事実に拘わらず、また、高サイクル圧力比という事実にも拘わらず冷媒の温度はその損失をあたえる高度の対流に増加するにも拘らず、フィルム冷却技術が冷媒として空気を使用してまず航空機に、のちに工業用ガスターピン用に発達して來た。

第 20 図は、ガス発生機 (41A) と；ガス発生機ブレード (43A) と；燃料供給管 (32A)、燃料ノズル (34A)、環状燃焼領域 (36A)、ディフューザ (38A) およびパワーターピン燃焼領域 (40A) を含む再熱燃焼機と；パワーターピンブレード (42A) を示す。通常、複数個の燃料ノズル (34A) が第 20 図の右方に位置するパワーターピンを駆動するため再熱ガスの環状流を作るために同心的に配列されている。この種のガス発生機および再熱燃焼機は、例えばブレード (42A) および (43A) の様な部品を有し、これらは環状ガス発生機燃焼領域 (35A) およびパワーターピン燃焼領域 (36A) 中の過熱ガスにより作られる温度に耐えねばならない。従って得られ得る燃焼ガスの温度は構造一体性を保ち長期間にわたる運転に対して腐食しないことという内部部品の能力によって限定される。

本発明によれば、水蒸気を使用するこれらの部品の冷却は、これらの部品が空気冷却されたときに比較して高運転温度がサイクル低下のごく少い高能率の状態で到達せしめることを可能とする。効率の総合的な増加は発電所効率が 50% LHV (低発熱値) に近くなり、あるいはこれを越えるという結果となし得る。事実、55% LHV に近い、あるいはこれを超す効率は本発明の教示する様な水蒸気冷却および熱バリア保護を使用することにより可能である。

サイクル効率の形での再燃サイクルの全体像が第 21 図の左部分に見られ、出力および効率に対して最適の 2 壓縮比に対しての単純サイクルガスタービン効率をその左半に示している。熱がボイラによって吸収され仕事に変換されるに伴って効率は向上する。得られる熱の 100% が回収される点 (第 21 図のグラフの中の垂直軸) において、新パラメータが水平軸即ち再燃温度上昇にそってプロットされている。再燃はないが、熱の蒸気への 100% 転換を行う点が中央軸中に見られ

第 21 図の点 A は点火温度 2500°F (1371°C) および再燃温度 2050°F (1121°C) をあらわす。この温度は蒸気冷却によって得ることができる。得ることのできる理論効率は第 21 図からは点 A で示す様に 56.7% LHV となることがわかる。この曲線はブレード冷却を補償しないが得られる理論的最大値を要約している。水蒸気をブレード冷却に使用し、水蒸気が点火温度の 300°F (167°C) 以内にブランケット冷却または熱的バリア冷却工程内において加熱し得るとすると、総合サイクル効率は約 56% LHV の値にわずかに低下し、安全率を蒸気に適用したとすると (600°F (333°C) の低い値に加熱される)、55% LHV が目標効率値として合理的に選定される。相当な動機がブレード冷却と熱バリア保護を最大にするためにサイクル効率の観点から水蒸気を使用することとなる。若しサイクル低下が冷媒としての液体の水において大きいならば、高点火温度はこれより若干低い点火温度に対して殆どあるいは全く有用性はないと考えられる。

る。然し第 21 図の右部分に見られる様な要領でサイクル効率は再燃温度の上昇と共に上昇する。

高温度サイクル圧力で点火される現在のガスタービンは燃焼機とブレード部品に、非常に大きな輻射熱移転および多量の対流熱移転を含む大きな熱流束に遭遇する。燃焼室ライナについては、焰の輻射が重要原因である。焰温度、燃焼圧力、焰光度、焰寸法、燃焼機形状寸法およびガスとライナの両者の輻射率および吸収率等を含み多数の変化要因が含まれる。燃焼条件、例えば燃料の種類、煤または煙の発生等が 3 種の一次源すなわち非発光性 CO<sub>2</sub>、非発光性水蒸気および高温発光サブミクロン炭素粒子 (通常当業者で光輝雲と称されるもの) から生ずる輻射に影響する。周知の第 1 世代 70 psia ガスタービンライナーの輻射熱移転は 175,000 BTU/ft<sup>2</sup> 時と報告されている。第 2 世代 25 比燃焼機は一方、230,000 ないし 280,000 BTU/ft<sup>2</sup> 時の輻射熱移転レートがある。この様なレートで焰とライナ間の温度差が 1500°F (833°C) であるとき、実効熱転移係数は 1 下当たり約 167 BTU/ft<sup>2</sup>-時である。平均点火温度で表現すると、この係数は 400 BTU/ft<sup>2</sup>-時/下となる。第 22 図は典

型的な熱流束値を示すが、ペーン(48A)の周囲の全転移係数は相互に無関係な輻射および対流値に分割される。ペーン(48A)の先頭端(50A)は殆んどのガスタービンで燃焼焰の方に向いており約 $400\text{BTU}/\text{ft}^2\text{時}/\text{下}$ のレベルの輻射熱を吸収し、この熱流束は取入温度に関係して焰温度には関係しない。先頭端ガスフィルムは全圧力と速度プロファイル特性のために非常にうすいフィルムに繰め上げられ、非常に高い対流熱転移レートを生ずる。全熱転移係数はこの両者の和で、第22図に示す様に約 $740\text{BTU}/\text{ft}^2\text{時}/\text{下}$ となる。

輻射による熱の転移はステファンボルツマンの法則に従って絶対温度の4乗に従って変化する。第23図は単位PSIAで示す圧力の自然対数の関数としての輻射率および吸収率を示す、これらの値は輻射熱流束の計算のために上述の輻射則に適用し得る。

ペーン(48A)の圧力側は第22図に示す様に約 $160\text{BTU}/\text{ft}^2\text{時}/\text{下}$ の比較的一定の熱転移係数を有する。然し、吸引側は下流 $2/3$ の所に急変点

(56A)は輻射と対流で最大の熱流束を受けるから、前方縁(56A)を分離することはペーン(54A)の本体(58A)を熱から遠ざけることとなるのは注目の要がある。前方縁後出管(第24図には図示せず)は輻射熱の吸収に資するために前方縁部(56A)に付加的に使用されている。

組込み蒸気ノズルが前方縁(56A)に取り入れられていること、第26図の拡大図によく見られる通りである。前方縁(56A)は固体セラミック材またはセラミック熱的バリア(82A)で被覆して作り得、本体部分(58A)は表面延在水平フィン(64A)を有して対流加熱の除去の役をすること第27図によく見られる所である。フィン(64A)はまた蒸気ノズルガイド即ち溝をなしている。フローティング前方縁(56A)は、その取換えまたは再被覆がペーン(54A)のオーバーホール時に容易にできる様に本体部分(58A)から取外し可能となっている。好ましくは蒸気はペーンの表面にそって前方縁部ノズル(66A)を介して切線状にあるいはできるだけ切線状に近く、非常に小さな相対速度で溢出す

ができる、この点において境界層は厚くなつて乱流が生ずるものと考えられる。この点において、熱転移係数は約 $320\text{BTU}/\text{ft}^2\text{時}/\text{下}$ と2倍になる。全熱転移係数の輻射熱部分はペーン表面がCO<sub>2</sub>およびH<sub>2</sub>Oおよび炭素粒子雲の輻射のみに露出している所では小さくなる。この部分はガス温度約 $2100\text{F}$ ( $1149^\circ\text{C}$ )付近では全体の約25%であろう。

現在の技術によって作られた従来のガスタービン用ノズルの空冷第1段においては、ペーン表面および前方縁上の多数の冷却排出管が、冷却用空気を外方に流出させてこれを薄膜の形でペーンノズル面上に流すために作られている。若しで空気を水蒸気で置換すると、ガス発生機の第1段ノズルの設計は第24図、第25図、第26図および第27図の様に変更される。第24図はペーン(54A)の前方縁(56A)がペーン本体(58A)と別に作られ、前方縁(56A)としては固定周辺アンカー点(60A)から放射状内方に膨張する様にフロートせしめられていることを提案している。前方縁

る。ノズル(66A)を通っての蒸気出口速度はガス流の到達速度と等しいかわざかに大きくすべきである。平均速度は約 $700\text{フィート}/\text{秒}$ ( $213\text{メートル}/\text{秒}$ )でよい。蒸気は後方縁部(69A)にある後方縁ノズル(67A)を介しても流出せしめ得、好ましくはノズル(67A)近くのガス速度にほぼ等しい速度で流出せしめる。蒸気とガスの速度分布状況をノズル溝出口について第28図に示す。層状フィルムがペーン表面に見られる。前方縁ノズルと後方縁ノズルの両者のノズル蒸気速度分布の融合は明らかである。蒸気とガスが層流で出会いう所では、両ガスに対して、活性化を抑え蒸気境界層が出来る迄2流体間の速度のなだらかな転移が存在する。

約38のガスタービンサイクル圧力比の選定によって、並びに蒸気タービンからの冷再熱配管の使用によって可能とされるノズルキャップ内面の圧力は約 $60\text{ psi}$ ( $0.14\text{ メガパスカル}$ )で、ノズルへの蒸気配管中の圧力降下に対して許容度を作ったとき、周囲ガス圧力より大きい。この圧力

差は従って約100 フィート／秒の出口速度を作る。希望した結果は蒸気の切線方向速度が流れの妨害をできるだけしない様にするためガス流速度に整合させることであり、この工程において、蒸気のプランケット即ち境界層がベーン表面(54A)上に作られ、輻射熱吸収体としてまたベーンへの熱の伝導への減速材として作用する。シャーナル軸受けの油膜ウェッジと同様に、うすい層状流がベーン(54A)の表面上に作られる。この境界層はベーンの凹面側(68A)の圧力側では安定でなければならぬが、凸面側の吸引側(70A)では境界層の肥厚化があり、ここでは膜の有用性が損われる。そのため、水平に延在する表面フィン(72A)(第25図によく見られる)が対流冷却のために後方縁ノズル(67A)を形成している。後方縁への蒸気流は主ガス流の約1/4 %と推定される。蒸気出口速度は出口損失を減少するためにノズル出口速度に等しい。

蒸気ノズル端はオリフィス(66A)近くのノズル出口端での過流による混乱を少なくするために実

して、始動馬力はこの値の約2倍である。

水蒸気冷却の他の長所はガスターインの停止時に蒸気がノズルおよびブレードのクリーニングを行う可能性のあることである。30 psia(0.207 メガパスカル)の蒸気はオリフィス(56A)を出るとき音速に到達し得る。灰の沈積はすべてブレードから洗い落とされる。組込形の蒸気ランスが従って用意される。

蒸気が供給されると、ノズルベーンについて示唆した冷却の一概概念は、第29図に斜視図で、第30図に断面で示したようなブレード(80A)の回転に利用し得る。第24図のブレードの单一の長い構の代りに、ブレードに強度を加えて遠心力を耐える様にするために重なり合いスロット(82A)を使用する。スロット(82A)は同様の理由でブレード(80A)の後方縁に使用される。空気の薄い表面をできるだけ清浄にすることが大切である。現在使用されている空気冷却は有害な表面粗度を生じ、この種の粗度は、特に前方縁(88A)に関して、適当な対流冷却が蒸気で実施された場

際はできるだけシャープにすべきである。ノズルの幅は1-1/2 %の蒸気流でノズルベーン半径1インチに対して約0.010インチ(0.254mm)と、かなり小さく設計するのが好ましい。然し 60 psi(0.414メガパスカル)圧力低下によって溝を吹きとばしによって清浄に保ち、灰の沈積によってつまらない様にすべきである。

ノズル側壁冷却も又高い取入温度が含まれるときに重要である。外側および内側壁の両者上の側溝および塗出管はこれらの表面をフィルム冷却するため必要である。

第24図ないし第27図の示す一般的構成から蒸気冷却のその他の長所が指摘される。充分な蒸気流があるときこれをガス発生機の始動に使用できる。従来のLM5000ガス発生機を考えて蒸気としてガス流の1-1/2 %を考えると、必要とされる蒸気発生量は1時間当り約15,000ポンド(6804 Kg/時)である。水供給量20ポンド/Kw時(9.07Kg/Kw時)において、得られる動力は約1005馬力(750Kw)である。ブレード冷却蒸気に対

して、相当に減少される。前方縁(88A)にある塗出管(図示せず)は空気力学的な理由でできるだけ避けるべきであるが、然し、この種の孔は輻射熱吸収を減少しするのに有用であり、いずれにせよ、全く用いないまでもひかえ目に使用すべきである。

水蒸気冷却に適當する回転ブレードの第2形式を第31図に示すが、ここでは高前方縁の高い熱流束に対する別の手当てとして、表面荒さの犠牲の下に渦流冷却を採用している。ブレード(90A)は冷媒としての蒸気による渦流冷却を使用してこの工程を如何にして完成するかを示す。蒸気はブレナム室(92A)から渦流室(94A)へ小孔(96A)を介して計量送入される。調整圧力下の蒸気は有孔編組線(98A)を通って流れ出す。冷媒として空気を使用する渦流冷却は當業者周知の様に、現在活発な研究下にあり、現在多方面にわたる研究、開発作業が行われつつある。然し、渦流冷却に対する蒸気の長所に対しては注目を引いておらず、抽出蒸気が抽出空気よりも清浄であるか否かについ

ても何等注目を引いていない。適当に調節された蒸発工程が使用されたとき、プレナム室(92A)に導入される蒸気は現在使用されている空気よりも清浄で、編組線(98A)の細孔をふさぐ可能性のある沈積物は従来の空気冷却の場合に比較して蒸気の方がすくない。

油潤冷却は必要に応じてブレード(95A)の後方吸引側にも利用可能であり、この部分は大乱流と大熱流束の存在する所であるが、この方法は矢張り表面荒さの犠牲および熱転移および空気力学的作用の犠牲の下になされるものである。

冷却用蒸気は現在の従来形空気冷却技術で空気が導入されるのと同様の方法でターピンブレード中に導入される。然し、ブレード中に高圧を得るために、第32図に示す様な変形策が好ましい。蒸気はガス発生機(100A)の蒸気ヘッダ(102A)に到着する。ガス供給配管(104A)は可燃ガスを燃料ノズル(106A)に供給し、加熱されたガスは燃焼領域(108A)で形成されてターピンブレード(110A)を通過する。冷却用蒸気はターピンブレード(110A)に

所は、始動時において金属ノズルブレードおよびブレード部品が受ける低サイクル疲労と熱衝撃の分野で生ずる。更に重要なことはまた、低サイクル疲労および耐熱衝撃性は全負荷トリップアウトまたは全負荷から無負荷への負荷低下時に充分に考えねばならないものである。低サイクル疲労の影響は始動の時に比較して緊急停止の時の方がおそらく10倍程有害である、というのはコンプレッサの放出する空気が高温ブレードおよび回転ブレードをガス温度の急減に伴って急冷するからである。小型始動用ボイラと停止用蒸気溜めを有する状態で冷媒として蒸気を使用すると、冷却用蒸気を始動、停止時にプログラム化することができる。適当な制御弁およびプロセス制御器を使用することによってこの種の始動用ボイラおよび蒸気溜めを使用することができる。停止後、蒸気はプログラム化された減少割合で一定のビルトイン時間定数で導入されてブレードを制御された温度低下の状態下に保つ。

水蒸気の使用に伴って考慮すべきは高温腐蝕

導入されるが、ここで蒸気配管は軸受支え(112A)を通ってラビリンスパッキング即ちシール(114A)ヘシャフト(116A)の小径部に持ち込まれる。蒸気は次いで内部的に環状キャビティ(118A)内をターピンブレード(110A)の取入口(120A)に至るまで流れれる。キャビティ内にはポンピング損失、蒸気ヘッドのビルトアップ等を減少するために内部ベーンは存在しない。ブレードは好ましくは可燃性金属・ガスケットによってブレードの根元において封入され、蒸気圧力が保持できる様になっている。更に、パワーターピンブレードはこれに接觸する2000下(1093℃)のガス取入温度のために冷却の必要がある。同様な冷却法はターピンブレード(110A)の冷却のために使用され得るものではあるが、パワーターピンブレードは大きくて大表面積を有し、サイクル効率を低下させないために蒸気を注意して使用することが必要である。低圧抽氣蒸気がこの目的に約1-1/2%の量で使用される。

冷媒として蒸気を使用することによる顕著な長

(硫化)であり、これは要求された工程で生ずる高温において更に重要となる。各種のコーティングが燃焼による腐蝕産物がブレードおよび保護コーティングと直接に接觸する所のブレード面の保護を助けるために開発されている。蒸気ブランケットがブレード面に保持されると、腐蝕性元素のブレード面への接觸は完全にではない迄も相当に回避される。腐蝕性燃焼生成物の重量粒子のみがその質量と運動量のために蒸気フィルム中へ侵入し得るのみである。前方縁(88A)または(56A)は露出されており、例えば第26図に示す保護コーティング(62A)の様な保護コーティングが必要とされる。熱バリアセラミックスおよび/または白金、クロムおよびアルミニウムの合金の様なプラスマスブレイコーティングをほどこし得る。

上述の技術と方法はブレード冷媒および熱バリアとしての蒸気のすぐれた性質から取られる全長所を完全に得るものであり、冷媒の蒸気サイクルとの一体化を可能ならしめるものである。ガスターピンベーン、回転ブレード、ディスクの熱移動

および冷却特性の影響を有する所の、水蒸気および空気の物理的性質間にははっきりとした差が存在する。高い点火温度における従来の冷却技術の不適当性を蒸気冷却のために説明する要がある。例えば、第33図は現下の技術で直面している問題を示すもので、各種の冷却法に対しての点火温度の関数としての断熱膨張効率が図示されている。曲線は効率レベルの広い幅を示し、冷媒として空気を使用したときのサイクル効率とガスターピン出力に関する減少戻り点を示しており、更にこの点が現在工業用ガスターピンにおいて約2100下(1149°C)に現在達していることが可能であることを示唆している。

おそらく、蒸気と空気の冷媒としての重要な差は所与の温度上昇に対するそれらの相対的比熱あるいは熱を吸収する容量である。第34図は蒸気と空気の比熱を図式的に比較したもので、空気に対する水蒸気の明白な差および長所を示している。空気の比熱が500下から2400°C(280°Cから1316下)の広い範囲にわたって殆んど一定である

る。

熱移転に関するその他の水蒸気の特性はその熱伝導性即ち流体それ自身の中でおよびこれを通じての熱の移動能力である。第36図は水蒸気および空気両者の熱伝導率と温度との関係を示す。水蒸気の優越した特性がブレード冷却で生ずる高温において特に明らかであり、水蒸気の伝導度は1500下(816度)において空気より約50%大きい。

非発光性ガスへのおよびこれから輻射はブレード車の加熱および冷却に当って、特に2400下(1316°C)付近の高温において考えねばならない別の重要な要素である。この様な温度においては、熱移転の30%あるいはそれ以上が熱輻射の形である。比較的低温の水蒸気がノズルベーンとブレードを覆っているとき、水蒸気はすぐれた輻射熱吸収材である。二酸化炭素および燃焼生成水、および窒素酸化物制御用に導入されている水、(二酸化炭素および水の両者は低分圧で存在する)の高温状態においては、ブレードとベーン

のに、蒸気の比熱は空気の約2倍であるのみならず、温度および圧力の両者の応じて変化する。ガスターピンブレードの冷却に関連する領域内の蒸気の比熱は600psi(4.14メガパスカル)500下(280°C)における約0.85から、100psi(0.690メガパスカル)2000下(1093°C)の約0.63の値の間で変化する。比熱は同一温度範囲での低い圧力で0.50から0.60に上昇し、空気の熱吸収容量の2倍となりガスターピン用冷媒として空気に比較して水蒸気をより良好なものたらしめている。

更に、蒸気はブレード冷却で生ずる圧力および温度範囲で空気に比較して低い粘性を有する。第35図は水蒸気と空気の両者に対する絶対粘度と温度間の関係を示す。空気および水蒸気の両者の粘度は温度に対してほぼ同一割合で上昇する。水蒸気の粘度は空気に比較してごくわずか低いだけであるが、接触面近くの層状フィルム領域および境界層における熱転移および流動特性に関する摩擦率およびレイノルズ数に関しては長所を有し、このレイノルズ数は粘度に逆比例するものであ

る。周囲の純水蒸気フィルムは多量の燃焼輻射熱を吸収し、このエネルギーをより低エネルギー含量と熱レートで再輻射する。輻射熱の大部分はこれがブレードに到着する以前に連続蒸気流として送出される。現在使用されている冷却用空気はこの種の特性はなく、存在する殆んどすべての輻射熱は直接にブレードへ通りぬける。

熱移転を評価する別の考慮は、プラントル数であり、周知の様に、高い値が特に良好な熱移転を示す。水蒸気について、低圧においては、この数は600下(316°C)の0.98から1200下(649°C)の0.88に低下するが、これに対応する空気のプラントル数は600下(316°C)の0.70と1400下(760°C)の0.65である。

水蒸気と空気の相互比較においてその他の比較はまた、明白であるが、その中には比容積および音速が配管および流路寸法およびノズルの臨界領域考慮に関して含まれる。これらの特性を第4表に示す。

第4表

温度下	比容積 ft <sup>3</sup> /ポンド		音速		
	100psia	600psia	ft/秒	ft/秒	ft/秒
空 気					
400	3.166	4.937	0.5310	...	1431
600	4.667	7.446	0.7779	1.189	1717
1200	6.149	9.860	1.025	1.621	1955
1600	7.631	12.256	1.272	2.033	2165
2000	9.113	14.65	1.519	2.442	2385
2400	10.594	17.036	1.766	2.839	2600
水蒸気					
400					1764
600					2113
1200					2402
1600					2654
2000					2880
2400					3090

## 国際標準単位換算

$$F = 9/5C + 32$$

$$ft^3/\text{ポンド} = 62.43 \text{cm}^3/\text{g}$$

$$ft/\text{秒} = 0.3048 \text{m}/\text{秒}$$

流れとして示されている。この空気はコンプレッサ(124A)からの排出温度で別の流れとして大気圧中へ膨張し、膨張に伴う正の仕事  $W_{ca}$  を生ずるが、これは次式で表示される。

$$W_{ca} = R_{ca} \times W_c \times E_c \times E_e \quad (1)$$

ここで  $R_{ca}$  は冷却空気と取入空気の比

$W_c$  は圧縮仕事

$E_c$  は圧縮の効率

$E_e$  は膨張の効率 である。

正味仕事  $W_e$  への変化は説明の上下記の様にあらわされる。

$$W_e = R_{ca} (W_c - W_c \times E_c \times E_e) \quad (2)$$

ここで  $W_e$  は膨張の全仕事 (ガス発生機と動力タービンの)

$W_c$  は圧縮の全仕事 である。

正味仕事 (出力)  $R_w$  の最初の仕事との比は次の通り。

$$R_w = \frac{W_e}{W_c - W_e} \quad (3)$$

冷却空気を含む新サイクル効率  $E_{ca}'$  は次式で与え

空気に対する比容積は同一温度および圧力で蒸気よりも小さいが、比熱の差を考慮に入れると、必要とされる蒸気の容積比は小さくなる、ということに注意すべきである。例えば 800F (427°C) および 600psi (4.14メガパスカル)において、水蒸気と空気の比熱は夫々 0.56 および 0.26 であり (第34図参照) 空気と比較した水蒸気の相対比容積は  $0.26 / 0.56 \times 1.189 = 0.5521 ft^3/\text{ポンド}$  で空気の  $0.7779 ft^3/\text{ポンド}$  と比較される。この例における配管の断面積は従って同一速度に対して水蒸気の場合空気よりも約 30% 小さい。

上述した装置と方法の利用性を説明するためには、第37図と以下の解析を参照されたいが、これは単純サイクルおよび再燃サイクルの両者に対する冷却空気の割合を変えての導入のサイクル効率への影響を説明し、その後の解析によって水蒸気冷却の作用を比較する。

第37図において、これは取入流(120A)からの冷却空気の流れを示しているが、第1段ノズルベンチおよび回転ブレードへの需要は線 ((122A)) の

られる。

$$E_{ca}' = \frac{(W_c - W_e) - W_{xe}}{F (1 - R_{ca})} \quad (4)$$

ここに  $F$  は全原料である。

従ってサイクル効率の初期サイクル効率に対する比  $R_e$  は次式で示される。

$$R_e = \frac{E - E_{ca}}{E} \quad (5)$$

ここに  $E$  は初期サイクル効率である。

各種の冷却空気量を 2% から 8% の間で選定してガスタービン出力損失対単純サイクル効率低下を取ると第38図となる。本明細書に適切な 2 点火温度 2000 及び 2400F (1093 及 1316°C) をグラフに選んだ。

第38図は単純サイクル空気冷却ガスタービンにおいては出力損失はサイクル効率損失より大きいことを示している。例えば、取入温度 2000F (1093°C) で 6% 冷却空気の時 1.8 サイクル比で出力損失は約 8.3% となり効率損失は 2.6% である。

再熱サイクルの解析において、第37図から明らかになるのは、第1および第2ガス発生機段において、即ち配管(122A)および(124A)を通る流れにおける冷却空気は再熱燃焼機(126A)を通り、ここで加熱されてその後仕事の増加を生ずる。新しい方程式のセットを導びくことができ、冷却空気を使用しての新しい仕事の発生 $W_{wca}$ は次式となる。

$$W_{wca} = W_c (1 - R_{ca}) + E_e R_{ca} (h_c - h_{2s}) + W_{pt} - W_c$$

これは次式に要約される。

$$W_{wca} = W_{pt} + E_e R_{ca} (h_c - h_{2s}) - R_{ca} W_c \quad (6)$$

ここに、 $h_c$ はコンプレッサ出口温度でのエンタルピー

$h_{2s}$ は一定エンタルピーに対するガス発生機出口でのエンタルピー

$E_e$ はガス発生機タービンの膨張効率

$W_{pt}$ はパワータービンの仕事である。

最初の項 $W_c (1 - R_{ca})$ はガス発生機によって生じる新膨張仕事で、ここでは最初の圧縮の仕事がガス発生機の膨張の仕事と等しくならねばならぬ

純サイクルで生じたものの約半分である。このことはガス発生機冷却空気は出力の損失を減少するために第2燃焼機で加熱されるということから説明される。なおまた、サイクル効率の変化は、予想される通り、単純サイクルのときとほぼ等しい。例として、3.8比サイクルに対して第1段ガス発生機に対する6%冷却空気を考えると、出力における再熱損失は4.2%となり、3.4%効率低下を示す。

第39図はまた空気抽出点において生ずるサイクル圧力に対する冷却空気による第2段ガス発生機における出力および効率損失を決定するのに有用である。

燃料消費の減少 $F_x$ は第39図の数値を使用して次式を適用することによって容易に計算できる。

$$F_x = 1 - \frac{(1 - R_w)}{(1 - R_e)} \quad (10)$$

発生するパワータービン膨張比は全体の高さサイクル比と比較して低い。従って冷却空気は、冷却という单一目的に対して圧縮されたのち膨張す

い。従って最初の仕事に対する仕事の変化の割合は次の様になる。

$$R_w = \frac{W_{pt} - W_{wca}}{W_{pt}} \quad (7)$$

新サイクル効率は次式であらわされる。

$$E_{ca} = \frac{W_{wca}}{(F_1 + F_2) (1 - R_{ca}) + R_{ca} (h_1 - h_2)} \quad (8)$$

ここで $F_1$ は第1燃焼機の燃料

$F_2$ は第2燃焼機の燃料

$h_1$ は第2燃焼機の点火温度でのエンタルピー

$h_2$ はガス発生機出口での冷却温度のエンタルピーである。

従って初期効率に対する効率の変化割合は次式の様になる。

$$R_e = \frac{E - E_{ca}}{E} \quad (9)$$

冷却空気バーセントとサイクル圧力比の関数としてのガスタービン動力損失対再熱サイクル効率低下をプロットすると第39図となる。

ガスタービン出力に対する冷却空気の作用は單

るが、この圧縮膨張の損失が問題である。例えば、90 BTU / ポンドとなる比5.3の圧縮仕事を考へると、損失は圧縮膨張効率はそれぞれ85%および87%として約23 BTU / ポンドとなる。例として3%冷却空気を使用すると、損失は0.7 BTU / ポンド即ち全仕事 206.85 BTU / ポンドの0.3%となる。この損失はまた0.3%の効率低下をもたらす。この例示はパワータービン冷却空気は、これがガス流およびスタック損失を増加して組合わせサイクル効率に若干の作用は有するものの、ガスタービンサイクルには大きな影響をもたらさないことを示している。

2400下(1316℃)の初期入口温度において、最適な単純サイクルガスタービンのコンバチブルなサイクル圧力比を1.8とし、再熱タービンのそれを3.8として各種損失データを表にまとめると第IX表となる。

第IX表

	単純サイクル	再熱サイクル	%効率損失	%動力損失	%効率損失	%動力損失	%効率損失
R = 1.8	T = 2400°F	R = 3.8	T = 2400° / 2000 °F				
GG第1段6%CA	7.0	1.8	3.6	2.1			
GG第2段3%CA	3.5	0.7	1.8	1.1			
GG第3段1%CA	1.0	0.2	—	—			
PT第1段3%CA	—	—	0.3	0.3			
合 計	11.5	2.7	5.7	3.5			

略号: GG=ガス発生機  
PT=パワータービン  
CA=冷却空気

組合わせサイクル中の作動流体としての水蒸気の総合サイクルは第40図に示すがサイクル温度はサイクルエントロピーに対してプロットしてある。蒸気タービンサイクルをたどると、水が点(130A)から点(132A)にくみ上げられる。水は点(132A)から点(134A)に熱回収ボイラ内で蒸発されれば次いでその第1回過熱を点(134A)から点(136A)において第2ガスタービン燃焼中で受けれる。水蒸気は次いで(138A)点に膨張して利用可能の仕事をする。蒸気は点(138A)から(140A)に第2燃焼機内で点(140A)から点(142A)に再膨張する前に再過熱される。

再熱サイクルに対する水蒸気冷却について見ると、水蒸気は冷再熱点(138A)において抽出されて第1段ノズルとブレードで第1燃焼機出口温度の下の(144A)に加熱される。ガスタービンサイクル比3.8というものは蒸気圧力低下60ないし70psiをもたらすことが注目すべきことである。約10psi(68.95キロバスカル)が蒸気をブレードに移動させめるのに必要で約50psi(345バス

カル)が冷却に利用でき、これは空気冷却で実現されたものより相当に大きな圧力である。

第40図には図示しない抽出水蒸気が第2段ブレードの冷却に使用される。点(158A)での蒸気が動力タービンの第1段ブレードの冷却用に抽氣されるが、ここで蒸気は点(158A)から点(152A)に加熱され点(154A)に膨張する。ガス発生機に以前に使用された冷却水蒸気は第2燃焼機で膨張前に点(148A)にまで加熱されることに注目する必要がある。ガスタービン再熱はガス発生機冷却水蒸気によって生じた動力を増加する。

熱は次いで熱回収ボイラで点(150A)および(154A)から点(156A)に回収される。計算された蒸気サイクル熱勘定によると、排気水蒸気中の熱は40.43%LHVの効率で有効動力に変換されてサイクルを完成する。

蒸気の流れは第41図に示す様に系統的な解析の目的で分解される。冷却用水蒸気は主蒸気流から分離されるが、その方法は単純および2重自動抽気／添加蒸気タービンサイクルの解析でしば

しばなされる方法である。

再熱ガスタービンの場合、配管(160A)中の水蒸気が冷却された再熱配管(162A)から抽氣されて、熱交換器(164A)で示した第1段ガス再生機回転ブレードで加熱される。増加分燃料が配管(163A)中に導入されて燃焼機(170A)中で燃焼され、前記蒸気を以下に示す様にブレード中およびその周辺を通るに伴って加熱する。ガスタービン用の主燃料は取入配管(172A)を介して到着する。

冷却用水蒸気は、ガス発生機(174A)中で膨張後、燃焼機(176A)内の熱交換器(178A)で再加熱され、この熱は配管(180A)の燃料として供給される。主蒸気流用の燃料は配管(182A)から、パワータービン用冷却水蒸気は配管(184A)から、また主ガスタービン空気流は配管(186A)からそれぞれ供給される。

加熱されたガス発生機タービン冷却水蒸気は次いでパワータービン(188A)中で膨張して動力を発生し、その後蒸気は擬似熱交換器(190A)に排気され、ここで熱は供給水配管(192A)を加熱するため

めに必要である。

第41図は燃焼器(176A)を除去し、水蒸気を適当な蒸気圧の所で抽氣して適当な注入圧と配管圧力降下をもたらすことによ単純サイクルガスタービンにも使用することができる。

第41図に対応する方程式を再熱サイクル用に作ることができる。燃料インプット方程式は次の通りである。

$$Ft = f_{1-2} + f_{2-2} + f_{2-4} + f_{2-6} + f_3 \quad (11)$$

ここで  $Ft$  は全添加燃料、  $f_{1-2}$  は配管(164A)への、  $f_{2-2}$  は配管(184A)への、  $f_{2-4}$  は配管(180A)への、  $f_{2-6}$  は配管(212A)への、更に  $f_3$  は配管(210A)への燃料供給量である。燃料  $f_{1-2}$  は配管(182A)への主蒸気流用の、燃料  $f_{2-6}$  はガスタービン空気流を加熱するための配管(186A)用の、それぞれの燃料を示し、この方程式にはあらわれない。

仕事出力方程式はガスタービンと蒸気タービンの両者用の仕事成分をあたえることによって示される。

$$Wt = (Wggt + Wpt) + (Whpt + Wipt + Wlpt) \quad (12)$$

に抽出される。最終スタック温度の300下(149°C)は主熱回収ボイラのスタック温度とコンパチブルである。配管(194A)中のパワータービン用の冷却水蒸気は、低圧蒸気タービン(196A)から抽出され、熱交換器(198A)で示したパワータービン第1段回転ブレードで加熱される。蒸気は次いで排気に到るまで影響を絶け、ここで擬似熱交換器(190A)によって回収される。

配管(200A)、(202A)および(204A)中を流れる抽氣水蒸気は吸水を101下(38.3°C)から240下(116°C)に加熱するのに使用する。ボイラ供給ポンプ(206A)は温度を250下(121°C)に上げる。使用水は図41の熱勘定と合わせると70のエンタルピー(h)で到着する。

全冷却水蒸気はここで別の擬似熱交換器(208A)中で配管(210A)からの燃料で加熱されて蒸気を最初の2415psia(16.55メガパスカル)1000下(538°C)の状態にもどる。熱交換器(208A)はループを完成するために必要な燃料を決定し冷却蒸気ーサイクル効率が決定、評価できる様にするた

#### ここに $Wt$ は全仕事

$Wggt$  はガス発生機の仕事

$Wpt$  はパワータービンの仕事

$Whpt$  は高圧蒸気タービンの仕事

$Wiht$  は中間圧蒸気タービンの仕事

$Wlpt$  は低圧蒸気タービンの仕事  
である。

サイクル効率は次の一般式で表示される。

$$\eta_s = \frac{Wt}{Ft} \quad (13)$$

ここに  $\eta_s$  は蒸気流しHVのサイクル効率である。

配管(214A)内の2%の漏洩は熱勘定中に使用されていない。即ち熱回収ボイラ、漏洩および発電機中の損失を勘定に入れるために2%の安全率が導入される。別の安全係数を導入するために断熱膨張効率を87%の代りに86%と定める。

標準ガス表を蒸気の膨張に関連するデータに使用して来た。若干の新らしい蒸気表は1500下(816°C)に迄延びてゐるにすぎない。然し、

正確な熱勘定を得るために、蒸気表を熱交換器(190A)と(208A)で1500F(816°C)以下のエンタルピー用に使用し、水蒸気に対する標準ガス表は低温に対しては使用しなかった。正確な熱勘定はこの方法で得られた。方程式(11)および(12)は水蒸気を適当な圧力にまで外挿し適当な水蒸気エンタルピーを使用することによって単純サイクルガスタービンに使用し得る。

上述の方法の結果をサイクル効率について第42図に、出力に関しては第43図に示す。効率および出力の数字はサイクル圧力比の自然対数に対してプロットしてあるが、読み易さのための横座標の短縮化と従来のその他のグラフとの互換性のためである。

2種の再熱サイクルが研究され、それらは2000/1800下(1093/982°C)点火温度のサイクル比2.6のものと、2400/2000下(1316/1093°C)点火温度のサイクル比3.8のものである。

第42図は再熱サイクル用の第1段ガス発生機冷却蒸気の総合サイクル効率が非常に高く、約

825 BTU/ボンドにわたっている。水蒸気1ボンド当りの仕事を相当に上げるのは冷却によってである。蒸気タービン中で膨張する水蒸気は581 BTU/ボンドである。これは平均して30%の単位当り仕事増大となり最終的にはコンデンサからの間接の、あるいはスタックからのいずれかを問わず大気中への廃棄を減少させる。

第42図および第43図は単純サイクルガスタービンに対する曲線を含んでいる。2400F(1316°C)入力温度での1.8サイクル比を考えると、サイクル効率は3.6%ないし4.3% LHVの間にあり、これは冷却水蒸気が加熱される温度に左右される。出力は水蒸気加熱作用に応じて570から720の間で変化する。

出力の成分別による表示をすると、入手し得る仕事成分は最終水蒸気入口温度に対して、第44図の様にプロットされる。各種成分は冷却水蒸気の1ボンド当りの全出力を出すために加算することができる。次いで、比熱比、温度、第34図から第36図に記載された各種の因子および周知の

4.5% LHDであり、水蒸気が加熱される温度レベルに依存する、ということを示している。水蒸気が2000F(1093°C)に加熱されると考えると、サイクル効率はなお約4.4% LHDである。2.6サイクル比に対するサイクル効率は3.9%から4.2% LHVの間にあることを示している。

上述した2種の再熱サイクルに対するパワータービン冷却水蒸気サイクル効率(パワータービン膨張比を5.302および3.721とそれぞれ考える)をまた、第42図に示す。5.302膨張比(ER)の効率は3.6%から3.9% LHVの範囲内にあり、3.721 ERに対する効率は3.5%から3.8% LHVの間で変化する。

空気冷却を取り除いて得られるサイクル改善と結合したこれらの値は、後に述べる予定の総合サイクル効率への総合的な効果に到着するのに使用することができる。

第43図は各種の2組の状態に対する水蒸気のBTU/ボンドで示した正味出力を示す。蒸気1ボンド当りの出力は低い方は550から高い方は

冷却空気の必要条件を基礎とした実際的な冷却水蒸気流量値を適当に定めると、全出力が決定できる。同様に、計算冷却水蒸気流に対する総合サイクル効率レベルがのつに示す様に決定することができる。

第45図および第46図は水蒸気と空気の両者に対するブレード通過温度の予想を示す。これらの曲線はまた、蒸気タービンの抽気水蒸気がガスタービンで総合される様子を示す。

第45図は3.8サイクル比ガスタービンのサイクル圧力比の自然対数に対する温度のプロットを示す自然対数を横座標に使用している。その膨張線は直線で示され各種ガスタービン段に対して同一間隔となることは、図示した通りである。点線で示す水蒸気膨張線はガスのそれに比較して勾配が小さい。この曲線は混合物温度に関してガスと水蒸気の排気混合物の起す作用を決定するのに便利である。

第46図はガスタービンおよび蒸気タービン両者の温度対2サイクル圧力比の自然対数のプロッ

トである。Paに対して14.7psiaを使用し、蒸気タービン膨張は、対数値が $P_2/P_1$ の比が1より小さく從って負になる所では右に反転させてある。7個の引続いてのヒータが第46図中に左から右にプロットされて、どの圧力がサイクル中で合うかを示している。なお、水蒸気再熱点と蒸気タービンのクロスオーバー点がグラフの上に載っており、ガスタービン圧力を水蒸気サイクルと適当に合体することが必要な理由を明確に示している。

空気冷却を水蒸気冷却で置換する効果の評価にはパワータービンの出口温度の変化についての考察が必要である。第45図は水蒸気が排気温度にあたえる効果をすでに示している。然し、水蒸気を評価するために今迄に示したデータは流量と排気温度を勘定に入れており、別の流れとして考えることができる。

更に、冷却用空気の除去を考え、かつ評価しなければならない。冷却用空気が除去されると、パワータービン排気温度は上昇するであろうが、これは冷却用空気が燃焼機をバイパスし高温ガス流

がブレード通過中に引下げられるからである。第47図がこの効果を示す。400%の理論空気量、87%の膨張効率、3%の冷却用空気を考えると、排気温度は32°F(17.8°C)低くなる様に計算される。逆に言うと、冷却用空気の除去は排気温度を32°F(17.8°C)上昇するが、これは9.1 BTU/ポンド(21.2キロジュール/kg)の空気と等価である。この熱は仕事として40%水蒸気-サイクル効率として回収可能である。今、ガスタービンが45°F(25°C)高温で点火されたとすると、この余分の熱は冷却用空気に対する補償に必要な熱とバランスすることとなる。4%の冷却用空気を考えると、排気温度は42°F(23.9°C)の上昇と計算され点火温度に換算すると60°F(33.3°C)となる。

第X表は2400/2000°F(1316/1093°C)で点火する38サイクル-比再熱ガスタービンの計算に使用した関係データである。

第X表

38サイクル比-2400/2000°F再熱ガスタービンデータ

1. 取入圧力 PSIA	14.70
2. 取入温度 °F	60
3. サイクル圧力比	3.8
4. 圧縮効率 %	85
5. 圧縮の仕事 BTU/ポンド空気	265.68
6. 第1燃焼機点火温度 °F	2400
7. 第1燃焼機圧力損失 %	4
8. GG取入口圧力 PSIA	536.26
9. GG出口圧力 PSIA	81.44
10. GG出口温度 °F	1514
11. GG膨張比	6.580
12. GG及PT膨張効率	87
13. GG理論空気 %	400
14. 第2燃焼機点火温度 °F	2000
15. 第2燃焼機圧力損失 %	3
16. PT取入圧力 PSIA	78.997
17. PT出口圧力 PSIA	14.9

18. PT理論空気 %	400
19. PT膨張比	5.302
20. PT出口温度°F	1297
21. PT正味仕事 BTU/ポンド空気	206.85
22. 空気漏洩 %	0.5
23. 燃焼効率 %	0.97
24. 第1燃焼機燃料 BTU/ポンド空気	370.97
25. 第2燃焼機燃料 BTU/ポンド空気	145.53
26. 全燃料 BTU/ポンド空気	516.50
27. サイクル効率 % LHV	40.05

略号: GG…ガス発生機

PT…パワータービン

LHV…低熱値

上に示したデータと曲線を使用して、第Xに水蒸気置換が総合組合わせサイクル効率にあたえる効果を要約する。この表は総合組合わせサイクルが0.7%(0.4%点)とわずかに低下することを示している。2400/2000°F(1316/1093°C)レベルが基本負荷としての運転に水蒸気冷却または現在流通しているその他の冷却方式にたよらないで達成

されたか否かは疑問である。

まとめの部分で説明する通り、上記のデータを基礎として 2500/2050 下 (1371/1121°C) 点火温度に対して冷却用蒸気の加熱のために加えられる燃料増加を考慮して 5.6% LHV と定められる。

36.2% の出力の著大な増加は最初のガスタービン発電所と比較したとき特記することができる。各 1% の蒸気に対して 6% の増加があるべきものと計算される。この追加利潤は組合わせサイクルの出力の単位当たりの設備費を改善する筈である。

	燃 気 空気 %	水蒸気 空気 %	燃却用空気なし		水蒸気冷却	
			仕事 BTU/4°F 空気	燃料 BTU/4°F 空气	仕事 BTU/4°F 空気	燃料 BTU/4°F 空气
第1段 GG GT ST	8 — —	3 — —	10.59 — —	10.81 — —	21.18 6.17 —	60.60 — —
			4.01 — —	4.23 — —	9.86 3.09 —	28.25 — —
第2段 GG GT ST	4 — —	1.5 — —	— — —	— — —	— — —	— — —
			0.80 4.52 —	— — —	4.50 5.83 —	27.34 — —
小計	16.0	6.0	19.92	15.1	50.47	116.79
サイクル効率%			131.9*		43.21	
PT出口温度の変化						
出口温度への貢当率 4.0%仕事 BTU/ボンド					42	
GTの仕事の増加 BTU/ボンド空気					4.52 *	
STの仕事増加 BTU/ボンド空気					50.72	
仕事の増加の合計 BTU/ボンド					19.87	
全燃料 BTU/ボンド空気					70.39	
全仕事の総合効率% LHV					131.89	
初期 GT 仕事 BTU/ボンド空気					53.37	
GT 仕事の増加 %					206.85	
全仕事の増加 (GTの仕事に対し) %					24.82	
初期燃焼サイクル効率 %					33.64	
5.0% GT, 5.0% STでの全サイクル効率% LHV					56.00	
6.0% GT, 4.0% STでの全サイクル効率% LHV					55.62	
					55.56	

\*水蒸気は第1及第2燃焼機の 300 下に加熱されるものとする。この仮定はクリティカルなものではなく、組合サイクル効率を大きく見えるものではない。

略号: GG = ガス発生機

GT = ガスタービン

PT = パワータービン

ST = 蒸気タービン

ガスタービンサイクル圧力比 = 3.8

第1燃焼機点火温度下 = 2500 (水蒸気加熱用に加えた燃料を含み)

第2燃焼機点火温度下 = 2050 (水蒸気加熱用に加えた燃料を含み)

ブレード冷却用として水蒸気を使用することに対して、水蒸気流量の 20% の増加がスタックからの蒸気の損失をうめ合わせするのに必要とされる可能性があるという別の欠点および考え方が存在する可能性があろう。

本願明細書と図面を通して使用した略号は次の通りである。

H P - 馬力

MPa - メガパスカル

E R - 膨張比

LHV - 低熱値

h - エンタルピー

国際標準単位 (SIU) 変換係数は次の通りである。

BTU = 1.055 キロジュール

BTU/4°F = 2.326 キロジュール/キログラム

PSI = 6.895 キロパスカル

F = 9/5 C + 3.2

明細書および特許請求の範囲を通じて、別に定めない限り、サイクル効率は燃料低熱値 (LHV)

と略称) で、温度は華氏で、圧力は絶対ボンド/吋<sup>2</sup>で、価格は米国ドルで、電力はキロワット (kW) で、エネルギーは英國熱単位ブリティッシュサーマルユニット (BTU) で、部分および割合は重量パーセントで表示してある。

上述した所は本発明の原理の例示にしかすぎない。更に、多數の変更および変化が当業者によって容易になされ得るため、本発明を図示し説明した通りの構造および機能に限定することを希望しない所から、すべての適当な変更および均等物は本発明の範囲内でありその中に入るものとされる。同様に、ガスタービンの技術状態が高温冶金学、高温構造材、高点火温度、高コンプレッサ効率、高タービン効率および高コンプレッサ比の改良によって前進したとき、第1燃焼機、第2燃焼機、ガス発生機およびパワータービンの全般的な温度および圧力関係はここに示したレベルより勿論上方に移動するものと考えられるが、これもまた本発明の範囲内にあるものと考えられる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は発電機を駆動する再熱ガスパワータービンとこれに付着して第2発電機を駆動する蒸気発電機が組合わせ再熱ガスパワータービンと蒸気タービンサイクルとしているものを含むガス発生機の概念図である。

第2図は付属第2再熱燃焼機を有するガス発生機の一部切欠側面図である。

第3図は再熱ガスパワータービンに付属し蒸気過熱および再熱のために設けた燃焼機キャビティを有するガス発生機の概念図である。

第4図はガスタービン再熱、蒸気過熱および蒸気再熱を行うための軸流再熱燃焼キャビティの長手方向断面図である。

第5図は据付支持体およびシブキーの詳細を更に示す第4図の燃焼機の横断面図である。

第6図は第4図の燃焼機キャビティ内の蒸気過熱ないし再熱用チューブの拡大横断面図である。

第7図は従来型再熱蒸気タービン発電所サイクルの蒸気通路熱勘定の模式図である。

ビンおよび蒸気タービンサイクルの組合わせ効率を示すグラフである。

第14図は単純サイクルおよび完全再熱サイクルガスタービン両者に対する動作点火温度に対する組合わせ出力を示す図である。

第15図は蒸気サイクル効率および出力に対する最良圧力比の下での熱の蒸気への変換100%を示すサイクル効率を示す図で同図の左半部は3点火温度に対するもので、第15図右半は3点火温度に致する再熱温度関数としての蒸気サイクル効率および蒸気サイクル出力に対する最適圧力比に対するサイクル能率を示すものである。

第16図は各種点火温度および完全および部分再熱における効率に対する最適圧力比および出力に対する最適圧力比の関数としてのガスタービン出力と蒸気タービン出力の比を示すグラフである。

第17図は過熱および再熱蒸気、過熱蒸気のみ、及び比過熱飽和水蒸気のみ、の3状態における発生蒸気および排気ガスの両者の温度とエンタ

第8図は同一蒸気条件に対する本文中で提供する計算に使用した再熱ボトミングサイクルの熱勘定の模式図である。

第9図は非再熱、一部再熱および全面的再熱の3状態のそれぞれに対する各種サイクル圧力比および点火温度に対する純出力に対するサイクル効率を示す図である。

第10図はパワータービンと組合わされたガス発生機の各種点火温度におけるサイクル圧力比の関数としてのパワータービン膨張比を示すグラフである。

第11図はガス発生機及び付設パワータービンの各種点火温度に対するサイクル圧力比の関数としてのガス発生機およびパワータービンの出口温度を示すグラフである。

第12図は各種点火温度に対する動作サイクル圧力比としての第1燃焼機及び再熱燃焼機の燃料比を示すグラフである。

第13図は完全再熱サイクルおよび単純サイクルに対する点火温度の関数としての再熱ガスター

ルビーとの関係を示すグラフである。このグラフはまた最終スタック温度でボイラーピンチ点を有する効果をも示している。

第18図は燃焼キャビティの周囲のガス発生機バイパスガスと過熱される蒸気間の温度差を示すグラフである。また燃焼キャビティガスと過熱水蒸気間の温度差も示している。

第19図は例えば粉末石炭の様な微粉砕固体燃料の燃焼に対して適合性を示す第3図の燃焼キャビティの変形の部分断面図ある。

第20図は再熱ガスパワータービンおよび蒸気タービン組合わせサイクルに使用し得る様なガス発生機および再熱パワータービンの一部切欠側面図であり、その部品は水蒸気で冷却し得て本発明により高温高圧運転を可能とするものである。

第21図はサイクル効率を示すグラフで蒸気サイクル効率と出力の最適圧力比の下での熱の蒸気への変換百分率が左半部で3点火温度の関数として示され、蒸気サイクル効率および蒸気サイクル出力に対する最適圧力比でのサイクル効率が右半

部に3点火温度の再熱に温度上昇の関数として示されている。

第22図は2000F(1093℃)タービン入口温度に対する組合せ熱転換係数によって境界したブレードの周囲の例示的な輻射および対流熱流束の領域を示す第1段ノズルベーンの模式断面図である。

第23図は蒸気および燃焼生成物に対するPSIA単位の圧力の自然対数の関数としての輻射率および吸収率のグラフである。

第24図は冷媒として水蒸気を使用できる第1段ノズルベーンの横断面図である。

第25図は第24図の切断線25-25を通る平面で取った第24図のノズルベーンの後方縁の断面図である。

第26図は蒸気の流れを示す第24図図示のノズルベーンの頭部の前方縁の拡大図である。

第27図は第26図の切断線27-27に沿った面でほぼ取った第26図のノズルの前方縁の長手方向断面図である。

第36図は温度に対する水蒸気と空気の熱伝導度を示すグラフである。

第37図は単純サイクルおよび再熱サイクルガスタービンの冷却空気に対する模式流通図である。

第38図は使用した冷却空気の各種百分率における単純サイクルガスタービンに対するサイクル効率減少の関数としての動力損失を示すグラフである。

第39図は使用した冷却空気の各種百分率における再熱ガスタービンの効率低下の関数としての動力損失を示すグラフである。

第40図は再熱ガスタービンに適用された冷却水蒸気を使用する再熱蒸気タービンサイクルの温度-エントロピー線図である。

第41図は再熱蒸気タービンおよび再熱ガスタービンに対する冷却水蒸気模式流通図である。

第42図は各種加熱温度におけるサイクル圧力比の自然対数の関数としての冷却水蒸気のサイクル効率を示すグラフである。

第28図はガス発生機第1段ノズルベーン蒸気ノズルに対する速度プロファイルを示す第24図のベーンのノズル部分の拡大断面図である。

第29図は蒸気冷却ガス発生機第1段回転ブレードの斜視図である。

第30図は第29図の切断線30-30を通る平面で取った第29図の回転ブレードの横断面図で、これを通る蒸気の流通パターンを示す。

第31図は前方縁漏洩蒸気冷却および熱バリア蒸気流を利用した回転ブレードの別の実施例の前部の拡大図である。

第32図は蒸気冷却を採用するガス発生機の模式断面図である。

第33図は各種の冷却法に対する点火温度の関数としての断熱膨張効率の関係を示すグラフである。

第34図は温度に対する水蒸気と空気の比熱を示すグラフである。

第35図は温度に対する水蒸気と空気との絶対粘度を示す図である。

第43図は各種加熱温度でのサイクル圧力比の自然対数の関数としての冷却水蒸気の実効出力を示すグラフである。

第44図は蒸気タービン出力成分を含めたガスタービン中の最終水蒸気入口温度の関数としての冷却水蒸気出力成分を示すグラフである。

第45図は38サイクル比再熱ガスタービン用のサイクル圧力比の自然対数の関数としての膨張温度を示すグラフである。

第46図はサイクル圧力比の自然対数の関数としての再熱ガスタービンのサイクル温度および再熱蒸気タービンのサイクル温度を示すグラフである。供給水加熱の3および7段の交互路が示してある。

第47図は圧力比の自然対数の関数としてのパワータービンブレード-通路温度を示すグラフである。

符号の説明：第20図において、41Aはガス発生機、42Aはパワータービンブレード、43Aはガス発生機ブレードを示す。第24～26図

において、54Aはベーン、56Aは前方縁、  
67Aは後方縁ノズル、66Aは前方縁突出ノズ  
ルを示す。第29～31図において、80Aはブ  
レード、82Aはスロット、86Aは前方縁、  
90Aはブレード、92Aはブレナム室、94A  
は漏洩室、96Aは小孔、98A是有孔編組線を  
示す。

代理人弁理士佐藤正年

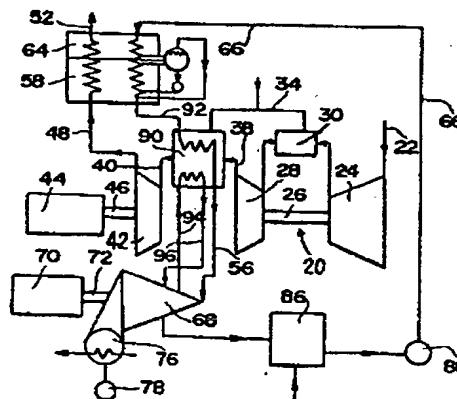
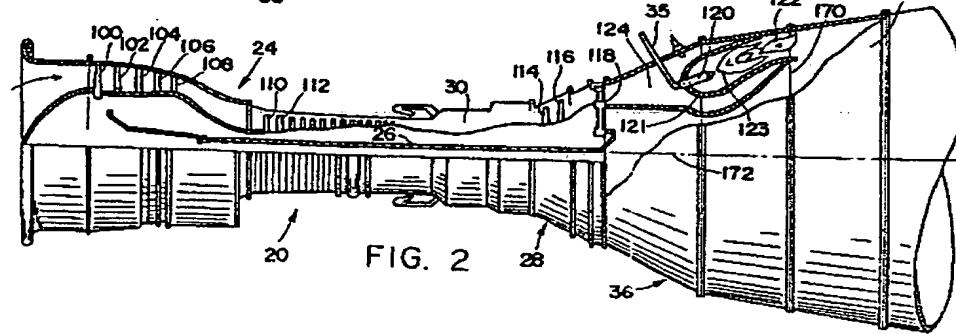
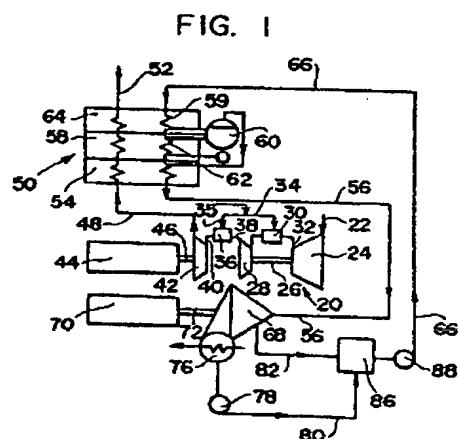


FIG. 4

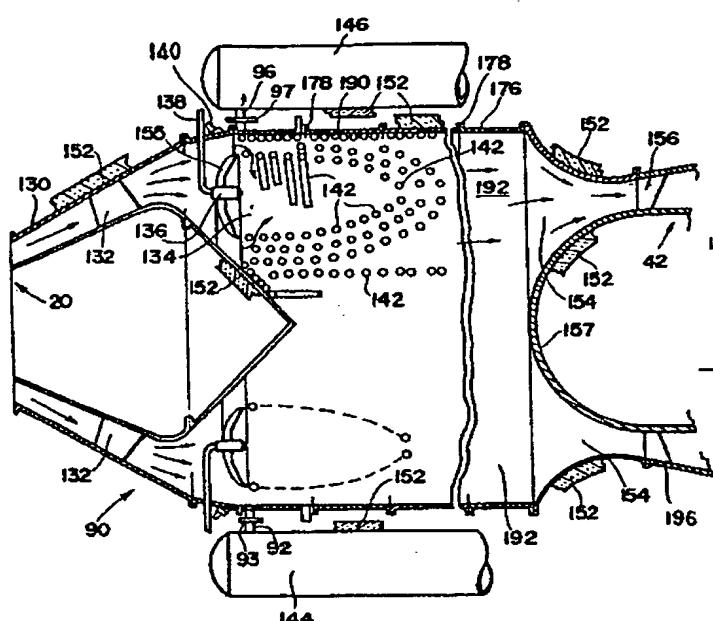


FIG. 5

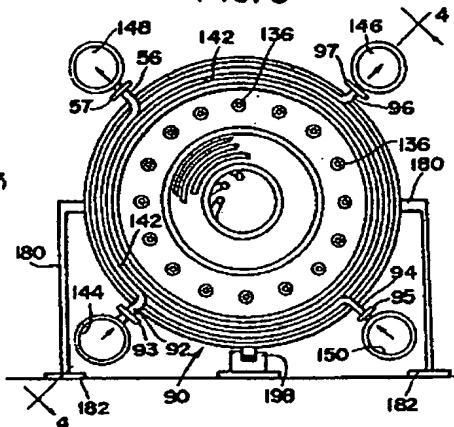
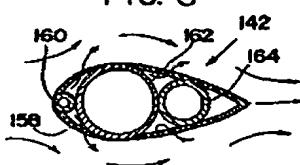


FIG. 6



516 7

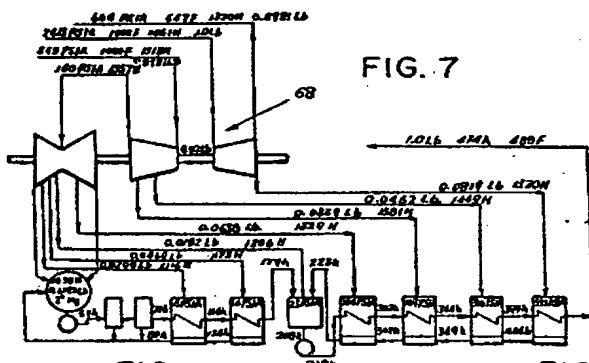


FIG. 8

FIG. 9

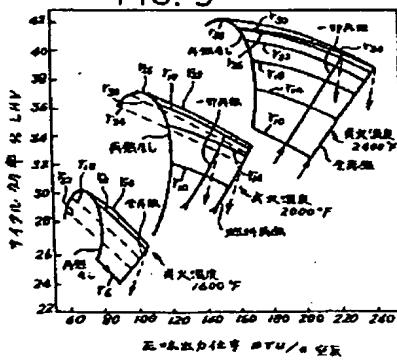
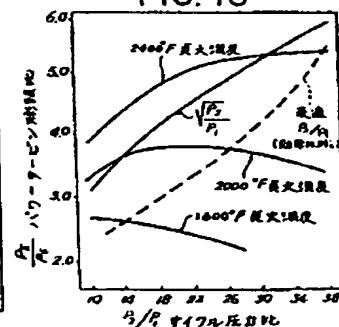


FIG. 10



**FIG. 11**

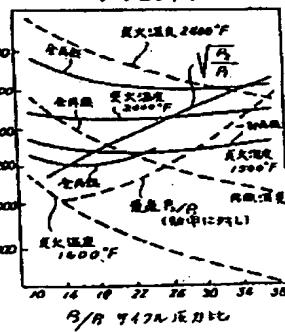


FIG. 12

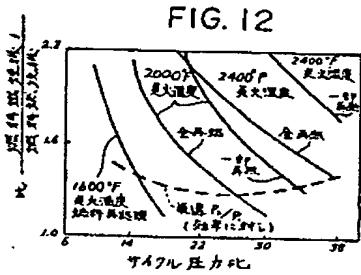


FIG. 13

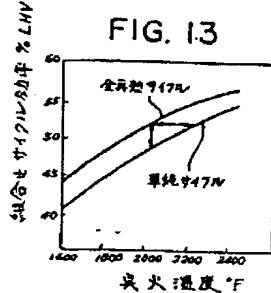


FIG. 14

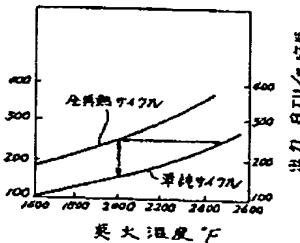


FIG. 15

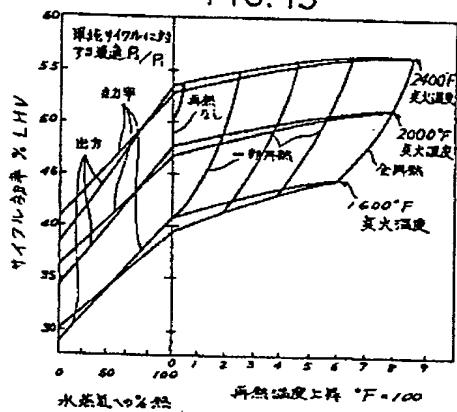


FIG. 16

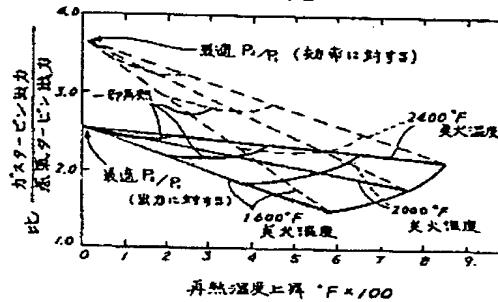


FIG. 17

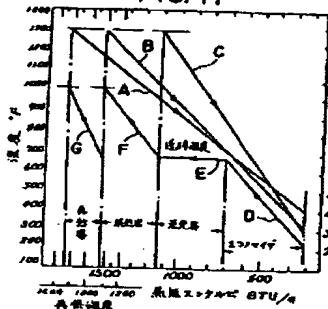


FIG. 18

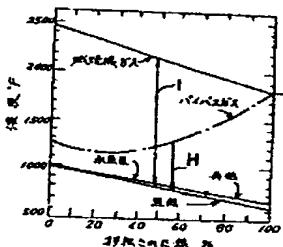


FIG. 20

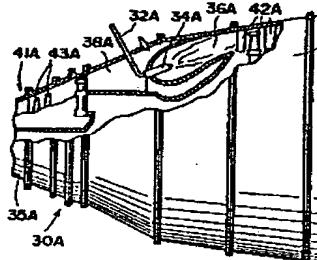


FIG. 24

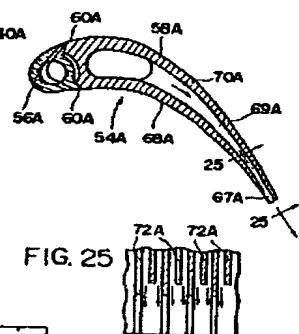


FIG. 2

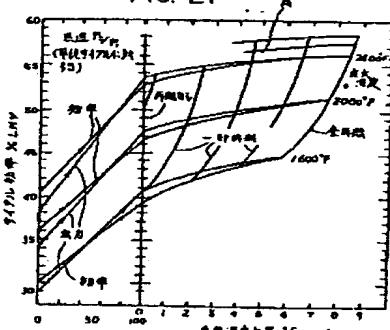


FIG. 27

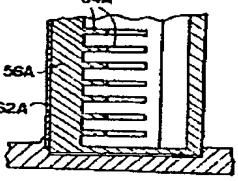


FIG. 22

SOA  
52A  
PAH  
TGA 615U /KA<sup>1</sup> - 0.014°F  
32A

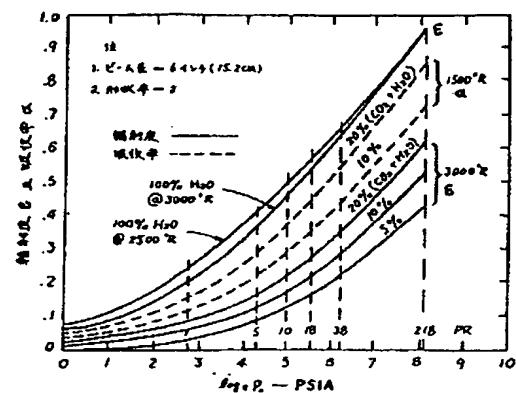


FIG. 23

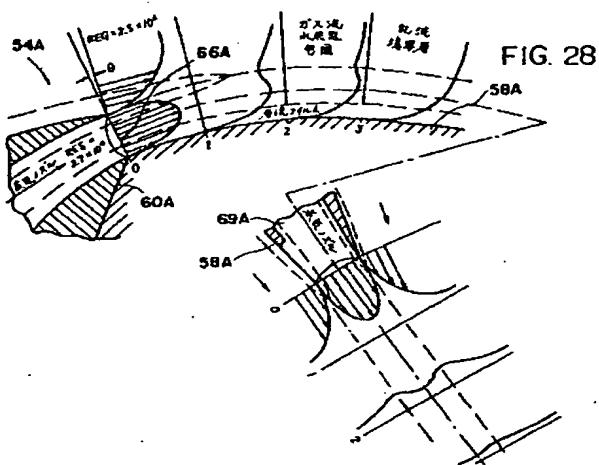


FIG. 28

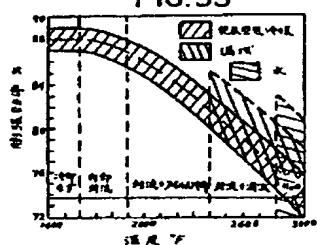


FIG. 33

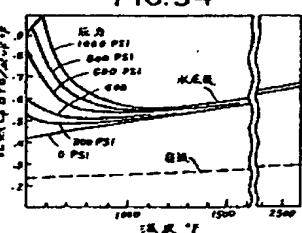
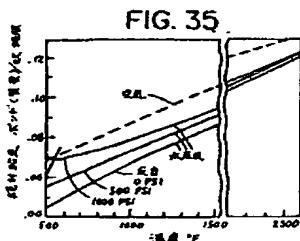


FIG. 34



**FIG. 35**

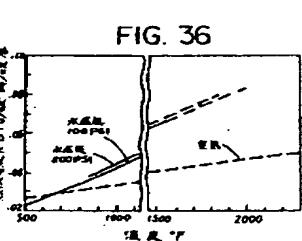


FIG. 3C

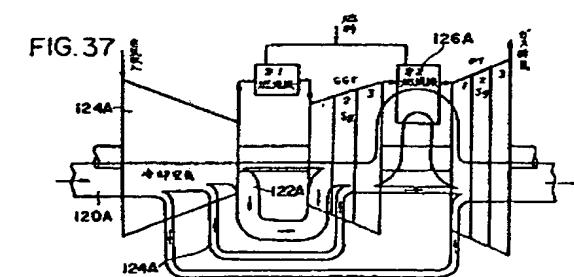


FIG. 37.

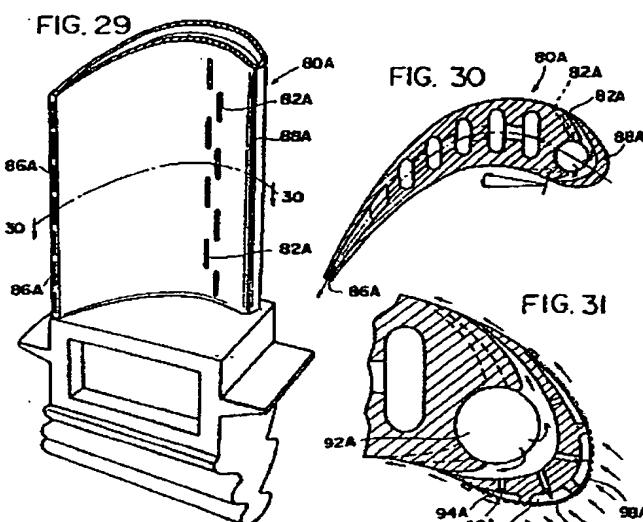


FIG. 30

FIG. 31

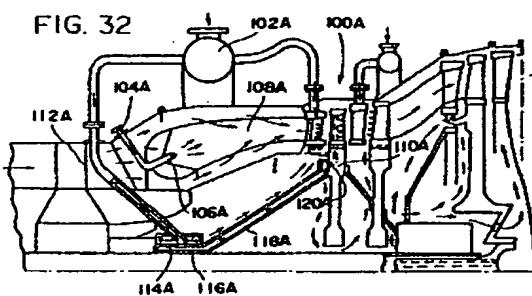


FIG. 32

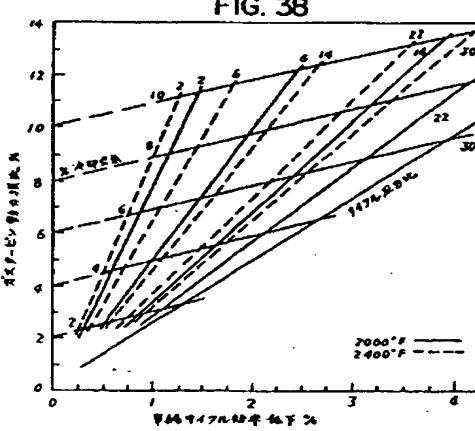


FIG. 38

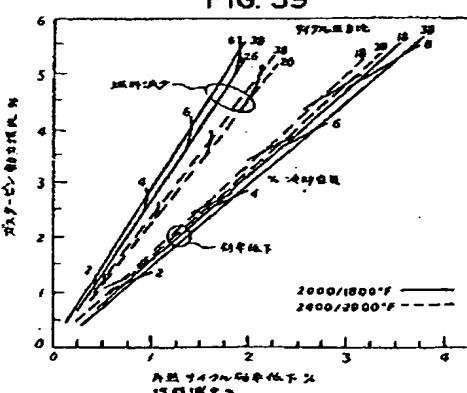


FIG. 39

FIG. 40

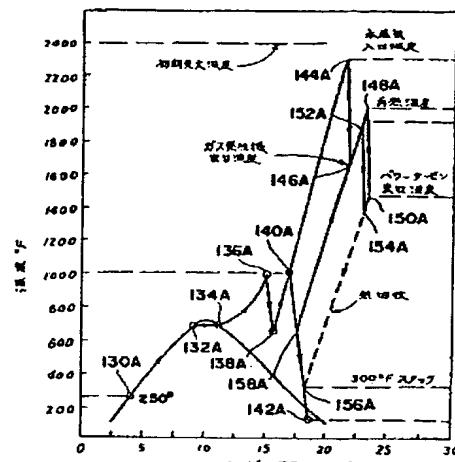


FIG. 41

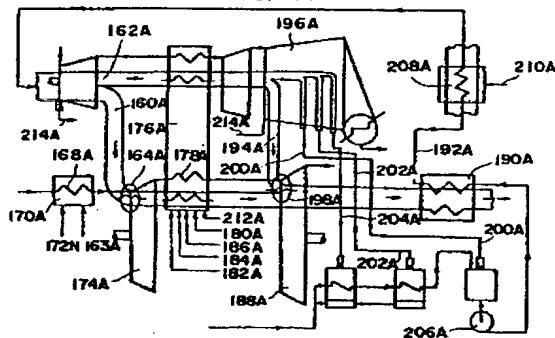


FIG. 42

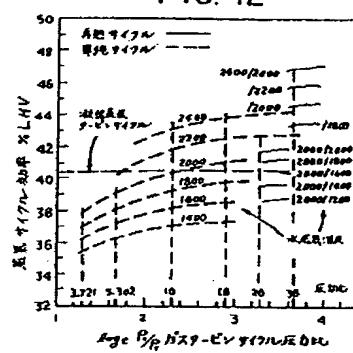


FIG. 43

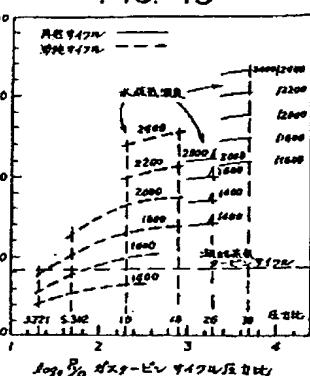


FIG. 44

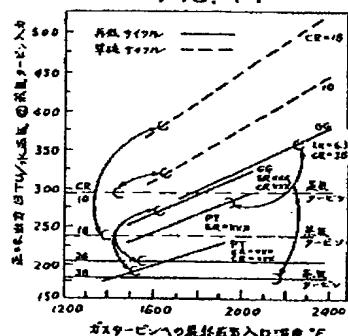


FIG. 45

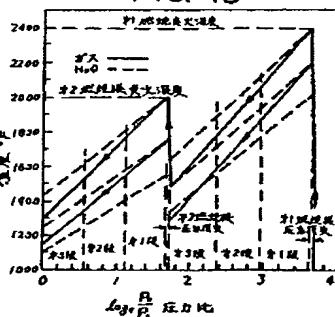
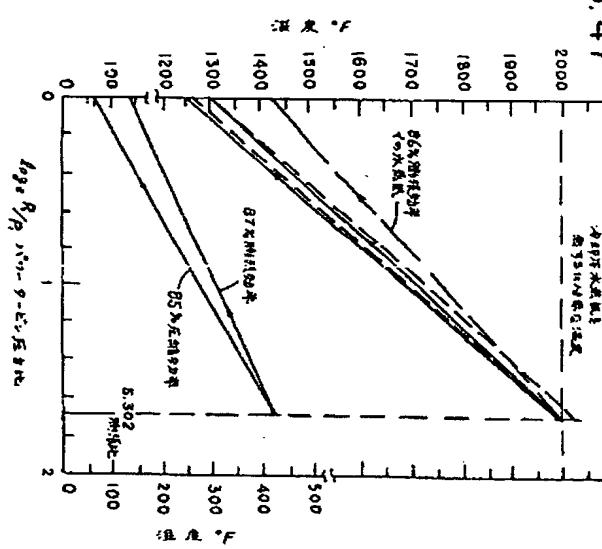


FIG. 47



温度 °F

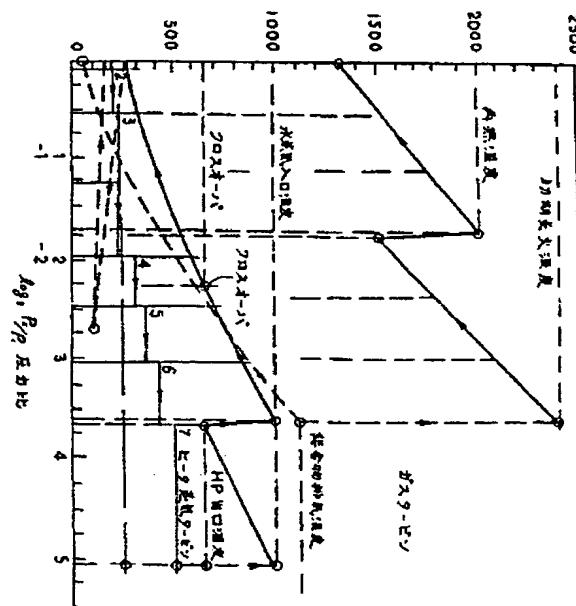


FIG. 46